Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft

Technische Universität Darmstadt

Thermofluiddynamische Grenzschichtprozesse bei hydrothermaler Nutzung von Fließgewässern

Am Fachbereich Bau- und Umweltingenieurwissenschaften
der Technischen Universität Darmstadt angefertigte und

beim Fachgebiet für Wasserbau und Hydraulik vorgelegte

Masterthesis

von
Jessika Gappisch
aus Flörsheim a. M.

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. B. Lehmann

Tag der Einreichung: 2.11.2020

Darmstadt, im November 2020

Thermofluiddynamische Grenzschichtprozesse bei hydrothermaler Nutzung von Fließgewässern

Thermo-Fluid Dynamic Boundary Layer Processes in Hydrothermal Use of Rivers

Korrigierte Fassung vom 1.8.2021

Masterthesis von:

Jessika Gappisch

jessika.gappisch@web.de

Studiengang: M.Sc. Energy Science and Engineering

Eingereicht: 2.11.2020

Ansprechperson: M.Sc. Steve Borchardt

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lehmann

Fachgebiet Wasserbau und Hydraulik

Fachbereich Bau- und Umweltingenieurwissenschaften

Technische Universität Darmstadt, Franziska-Braun-Straße 7, 64287 Darmstadt

Abstract

Fließgewässer bieten sich zur Nutzung ihrer Umweltwärme im Rahmen der Wärmebereitstellung durch Wärmepumpen an; denn zum einen hat Wasser eine hohe spezifische Wärmekapazität (etwa 4,2 kJ/(kg K)) und zum anderen wird durch das fließende Wasser dafür gesorgt, dass die Wärmequelle fortlaufend regeneriert. Der Einsatz eines Wärmeübertragers im Fließgewässer macht es möglich, die dortige Umweltwärme aufzunehmen und zur Wärmepumpe zu führen. Wie gut der Wärmeübergang am Wärmeübertrager vollzogen werden kann, hängt unter anderem davon ab, wie sich die laminare Grenzschicht an der Wandung des Wärmeübertragers entwickelt. Sie wirkt wie ein Wärmewiderstand, da hier die Wärme größtenteils über Wärmeleitung transportiert wird und kaum über die effektivere Variante der Konvektion, wie es in der turbulenten Strömung geschieht.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Entwicklung der Grenzschichten an einem Versuchsstand des Fachgebiets Wasserbau und Hydraulik an der Technischen Universität Darmstadt zu untersuchen. Dabei sollen die Einflüsse der Anströmgeschwindigkeit und der Spaltbreiten des Wärmeübertragers – welche beide die Grenzschichtentwicklung verändern – auf den Wärmeübergang analysiert werden. Ergänzend hierzu soll ein Bezug zum Strömungswiderstand bei einem breitenvariierenden Wärmeübertrager hergestellt werden. Im Anschluss wird geprüft, inwieweit sich das Softwarepaket OpenFOAM zur Abbildung von Wärmesenken in Fließgewässern eignet.

Running waters are suitable for the use of their environmental heat in the context of heat supply by heat pumps. On the one hand, this is because water has a high specific heat capacity (appr. 4.2 kJ/(kg K)). And on the other, since the water is flowing, it is ensured that the heat source regenerates continuously. The use of a heat exchanger in flowing water makes it possible to absorb the environmental heat there and lead it to the heat pump. To which extent heat can be transferred to a heat exchanger, it depends, inter alia, on how laminar boundary layers at the wall of a heat exchanger develop. They act like a thermal resistance, since in laminar flow, heat is largely transferred via heat conduction and hardly via the more effective variant of convection, as it happens in turbulent flow.

The aim of this work is to investigate the development of the boundary layers on a test rig at the Department for Water Construction and Hydraulics at the Technical University Darmstadt. The influences of the flow velocity and the slit width of the heat exchanger – which both change the boundary layer development – on the heat transfer are to be analysed. In addition to this, a relation of a widening heat exchanger to the flow resistance will be established. Afterwards, the suitability of the toolbox OpenFOAM for depicting heat sinks in flowing waters will be assessed.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis

Tabellenverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
ADV	Acoustic Doppler Velocimeter
BAnström	Betrachtung der Anströmverhältnisse
COR	Korrelation
krit	Kritisch
MID	Magnetisch-induktiver Durchflussmesser
MSpalt	Messung der Spaltgeschwindigkeit
MStröm	Messung der Strömungsgeschwindigkeit
PE	Polyethylen
S1 … S6	Spaltbreiten-Einstellung 1 bis 6
SNR	Signal-to-Noise-Ratio
TF	Temperaturfühler
VB	Versuchsbecken
WK	Wärmeträgerkreislauf
WV	Wärmetechnische Versuchsreihe

Formelzeichenverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Größe	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m²
a	Temperaturleitfähigkeit	m²/s
b	Breite	m
b_{Spalt}	Spaltbreite	m
c_p	Spezifische Wärmekapazität	J/(kg K)
c_W	Strömungswiderstandsbeiwert	-
$c_{W,s}$	Strömungswiderstandsbeiwert aus Stützkraftansatz	-
$c'_{W,S}$	Strömungswiderstandsbeiwert aus Stützkraftansatz, auf die Staudruckkraft der ungestörten Anströmung bezogen	-
$\dot{C}$	Wärmekapazitätsstrom	W/K
d	Rohrdurchmesser	m
d_h	(Hydraulischer) Durchmesser	m
d_0	Durchmesser der Öffnung	m
Ec	Eckert-Zahl	-
$\vec{f}$	Vektor der spezifischen Massenkraft	N/m³
g	Erdbeschleunigung	m/s²
$G(\ln(Re_{x_t}))$	Funktion, die schwach von Re_{x_t} abhängt	-
h	Wasserstand	m
h_e	Spezifische Enthalpie	J/kg
I	Impulskraft	N
k_S	Äquivalente Sandrauheit	m
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m² K)
L	Charakteristische Länge	m
L_x, L_y, L_z	Charakteristische Kanalabmessungen in x-, y- und z-Richtung	m
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
n	Empirischer Parameter	-
$n_{D,max}$	Maximale Pumpendrehzahl	-
$n_{W\ddot{U}}$	Wärmeübertrager-Porosität	-
NTU	Anzahl der Übertragungseinheiten („number of transfer units“)	-
P	Druckkraft	N
$\overrightarrow{P_O}$	Vektor der spezifischen Oberflächenkraft	N/m³
p	Druck	Pa
Pr	Prandtl-Zahl	-
Q	Durchfluss	m³/s
$\dot{Q}_{th}$	Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{th,max}$	Maximaler Wärmestrom	W
$\dot{q}_{th}$	Wärmestromdichte	W/m²
r	Laufvariable entlang des Radius	m

r_i	Innenradius	m
R	Wärmewiderstand	K/W
Re_x	Reynolds-Zahl nach Lauflänge x	-
Re_D	Reynolds-Zahl bei Durchmesser D_h	-
S	Stützkraft	N
s	Dicke der Wand	m
T	Temperatur (Kelvin-Skala)	K
T^*	Entdimensionierte Temperatur	-
$\bar{T}$	Mittlere Temperatur	K
T'	Temperaturfluktuation	K
$T_1{}', T_2{}'$	Einlauftemperatur	K
$T_1{}'', T_2{}''$	Austrittstemperatur	K
T_S	Temperatur des Strahlers	K
T_W	Temperatur der Wand	K
T_{Fl}	Temperatur des Fluids	K
ΔT_m	Mittlere Temperaturdifferenz	K
ΔT_{ml}	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	K
$\Delta T_{ml,gl}$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz für Gleichström-Wärmeübertrager	K
$\Delta T_{ml,gn}$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz für Gegenstrom-Wärmeübertrager	K
t	Zeit	s
U	Charakteristische Geschwindigkeit	m/s
u	x-Komponente der Geschwindigkeit	m/s
u^*	Entdimensionierte Geschwindigkeit (x-Komponente)	-
$\bar{u}$	Zeitlich gemittelte Geschwindigkeit in einer turbulenten Strömung (x-Komponente)	m/s
$\vec{u}$	Dreidimensionaler Geschwindigkeitsvektor	m/s
u_0	Geschwindigkeit des Freistrahls an der Öffnung (x-Komponente)	m/s
u_a	Geschwindigkeit in Abh. von x,r r für $x>x_0$ (x-Komponente)	m/s
u_{ges}	Betrag der dreidimensionalen Geschwindigkeit	m/s
u_i	Geschwindigkeit in Abh. von x, r für $x<x_0$ (x-Komponente)	m/s
u_m	Querschnittsgemittelte Geschwindigkeit (x-Komponente)	m/s
u_{max}	Maximale Geschwindigkeit (x-Komponente)	m/s
u_∞	Geschwindigkeit der unbeeinflussten Strömung (x-Komponente)	m/s
v	y-Komponente der Geschwindigkeit	m/s
v'	Geschwindigkeitsfluktuationen (y-Komponente)	m/s
W	Widerstandskraft	N
W_S	Widerstandskraft der Stützkraftbilanzierung	N
w	z-Komponente der Geschwindigkeit	m/s
WLZ	Wärmeleitzahl	W/K
x	Koordinate in Laufrichtung	m
x^*	Entdimensionierte x-Koordinate	-
x_0	Kernzonenlänge	m
x_t	Lauflänge ab virtuellem Ursprung	m

x_{vU}	Lauflänge bis zum virtuellen Ursprung	m
y	Koordinate senkrecht zur Laufrichtung und zur Schwerkraft	m
$y_t{}^*$	Entdimensionierte, transformierte y-Koordinate	-

Griechische Buchstaben

Größe	Bedeutung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m² K)
β	Wärmeausdehnungskoeffizient	-
δ_{ij}	Kronecker-Einheitstensor	-
δ_l	Grenzschichtdicke d. laminaren Schicht	m
δ_t	Grenzschichtdicke der turbulenten Schicht	m
δ_v	Grenzschichtdicke der viskosen Unterschicht	m
$\dot{\varepsilon}$	Verformung	s^{-1}
ε_S	Emissionsgrad des Strahlers	-
ε_W	Wirkungsgrad des Wärmeübertragers	-
ζ	Druckverlustbeiwert	-
η	Dynamische Viskosität des Fluids	kg/(m s)
ϑ	Temperatur (Celsius-Skala)	°C
$\vartheta_{VL}, \vartheta_{RL}$	Vorlauf- bzw. Rücklauftemperatur des Wärmeträgerkreislaufs	°C
$\vartheta_{Ein}, \vartheta_{Aus}$	Ein- bzw. Austrittstemperatur am Wärmeübertrager im Versuchsbecken	°C
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)
λ_R	Rohrreibungszahl	-
ν	Kinematische Viskosität	m²/s
ϱ	Dichte des Fluids	kg/m³
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/(m² K⁴)
τ_W	Wandschubspannung	N/m²
ϕ_1, ϕ_1	Dimensionslose Temperaturänderung	-
Φ	Dissipationsfunktion einer laminaren Strömung	W/m³
Φ_t	Dissipationsfunktion einer turbulenten Strömung	W/m³

1 Einführung

Gerade vor dem Hintergrund, dass der Anteil erneuerbarer Energie an der benötigten Gesamtenergie sukzessive gesteigert werden soll, wie es u.a. die EU-weiten Zielvorgaben bis 2030 im Rahmen der Klima- und Energiepolitik vorsehen, ist auch die Nutzung von *Wärme* aus erneuerbaren Quellen sinnvoll. Eine effiziente Möglichkeit hierfür bietet der Einsatz von Wärmepumpen, welche Umweltwärme nutzen, um mit relativ geringem Energieeinsatz ein gefordertes Temperaturniveau zu erreichen.

Wasser ist unter anderem deswegen ein vielversprechendes Umweltmedium, weil es eine hohe Wärmekapazität (etwa 4,2 kJ/(kg K)) aufweist und dadurch pro Kelvin relativ viel Wärme – verglichen mit z.B. Luft als alternatives Umweltmedium – abgeben oder speichern kann. Zudem besteht in Fließgewässern die günstige Lage, dass durch das kontinuierliche Fließen stets neues Wasser genutzt und so ein thermischer Kurzschluss vermieden werden kann. Sollen Fließgewässer nun wärmetechnisch genutzt werden, besteht neben der Wasserentnahme auch die Möglichkeit, einen Wärmeübertrager direkt ins Gewässer einzulassen. An den Kontaktflächen des Wärmeübertragers wird letztlich Wärme des Flusswassers auf das Wärmeträgermittel übertragen. Wie effizient dabei die Wärme vom Flusswasser abgegeben werden kann, wird mitunter von der Art der Wärmeübertragung bestimmt, die wiederum von der Strömungssituation abhängt. Konkret dominiert bei laminarer Strömung die Wärmeleitung das Geschehen, bei turbulenter Strömung spielt die Konvektion die größte Rolle. Wasser hat eine sehr geringe Leitfähigkeit; und durch Konvektion kann aufgrund der hohen Durchmischung durch Turbulenz Wärme gut übertragen werden. Daher ist turbulente Strömung aus wärmetechnischer Sicht der laminaren vorzuziehen. Durch die Haftbedingung an Wänden bilden sich an den Oberflächen des Wärmeübertragers Grenzschichten aus (vgl. Abbildung 1-1), die zunächst laminar sind und je nach Geschwindigkeit und Kanalbreite variieren.

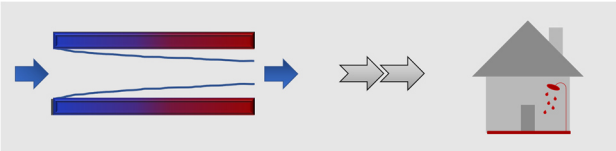


Abbildung 1-1: Wärmeübertrager im Fließgewässer (links) zur Bereitstellung von Wärme in Gebäuden (rechts)

Die Grenzschichtausbildung an einem Wärmeübertrager mit Spaltströmungen wird im Rahmen dieser Arbeit experimentell untersucht. Dabei werden die Einflüsse der Anströmgeschwindigkeit und der Spaltbreiten des Wärmeübertragers – welche beide die Grenzschichtentwicklung verändern – betrachtet. Ergänzend dazu wird ein Bezug zum Strömungswiderstand bei einem breitenvariierenden Wärmeübertrager hergestellt. Um hierfür die Grundlage zu legen, werden eingangs verschiedene Phänomene der Strömungslehre vorgestellt (Kapitel 2). Daran schließt das Kapitel zur Grenzschicht-Theorie an (Kapitel 3), in dem zunächst grundsätzlich die Ausbildung einer Grenzschicht erläutert wird. Am Beispiel einer ebenen Platte wird dies veranschaulicht, bevor die Anwendung auf die Spaltströmung vollzogen wird. Als Vorbereitung auf die thermofluiddynamischen Aspekte stellt Kapitel 4 Grundlegendes zur Wärmeübertragung vor. Im Anschluss wird erläutert, wie die Wärmeübertragung unter verschiedenen fluiddynamischen Bedingungen vonstattengeht. Dabei wird auch auf das Prinzip von Wärmeübertragern eingegangen. Es folgt die Beschreibung der experimentellen Untersuchungen; hier werden sowohl deren Konzeption als auch Umsetzung beleuchtet, bevor die Ergebnisse eingehend in Kapitel 7 behandelt werden. Fokus der Auswertung liegt auf den Ergebnissen zum Strömungswiderstand und zum grenzschichtbeeinflussten Wärmeübergang. Im Anschluss daran wird überprüft, inwieweit OpenFOAM zur Abbildung von Wärmesenken in Fließgewässern geeignet ist.

2 Grundlagen aus der Strömungslehre

Die Strömungslehre setzt sich mit dem Verhalten von Fluiden, also Flüssigkeiten und Gasen, auseinander. Dabei wird zwischen dem Strömungs- und dem Materialverhalten von Fluiden unterschieden. Einige ihrer Aspekte sind neben der Grenzschicht-Theorie für die vorliegende Arbeit relevant und sollen daher auch in diesem Rahmen erläutert werden. In das Fluidverhalten ist einzuordnen, ob ein Fluid einphasig oder mehrphasig und ob es ein Newtonsches Fluid ist (Herwig und Schmandt 2015, 9f.). Das Strömungsverhalten ist unabhängig davon, um welches Fluid es sich handelt (ebd., 5). Hierunter fällt unter anderem, ob es sich bei der Strömung um eine Umströmung oder Durchströmung handelt (→ Kapitel 2.1, 2.4, 3), ob Konvektion natürlich, erzwungen oder gemischt auftritt (→ Kapitel 4.1) und ob die Strömung reibungsfrei oder -behaftet ist (→ Kapitel 3). Weiterhin wird das Strömungsverhalten als stationär/instationär oder kompressibel/inkompressibel beschrieben (ebd., 6-8). Im Rahmen dieser Arbeit wird von stationärer, inkompressibler Strömung ausgegangen. Auch die Turbulenz ist ein mögliches Verhalten der Strömung. Hiermit befasst sich der folgende Abschnitt. Im Anschluss werden folgende Konzepte der Strömungslehre vorgestellt: der Freistrahl, das Widerstandskonzept und die hydrodynamische Einlauflänge.

2.1 Turbulenz

Reynolds zeigte 1883 erstmalig, dass grundsätzlich zwei Strömungsformen zu unterscheiden sind: die laminare und die turbulente (vgl. Abbildung 2-1). Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Strömung ist wie die meisten technisch relevanten Strömungen turbulent.

In der laminaren Strömung strömt das Fluid in Schichten. Das bedeutet, dass die Stromlinien parallel und geordnet verlaufen und keine Quervermischung stattfindet. Dem entgegengesetzt ist die turbulente Strömung von Unordnung und Vermischung geprägt. Die Stromlinien verlaufen nicht mehr parallel, sondern unregelmäßig, und die einzelnen Fluidteilchen führen stochastische Schwankungsbewegungen aus. Die Strömung lässt sich insgesamt beschreiben als drehungsbehaftet, zufällig, ohne Struktur, dreidimensional, selbstähnlich und vermischend. Die Schwankungen, die quer zur Hauptströmung entstehen, sind – im Gegensatz zur laminaren Strömung - für den hohen Impuls- und Wärmeaustausch sowie den erhöhten Reibungswiderstand verantwortlich.

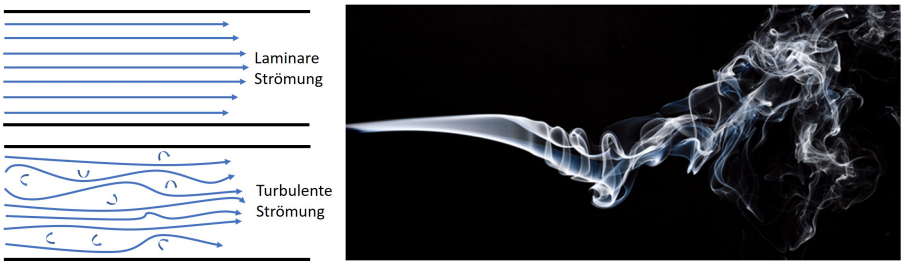


Abbildung 2-1: Gegenüberstellung von laminarer und turbulenter Strömung, (rechts: Donati 2011, 4)

Die Ursache, dass eine laminare Strömung turbulent wird, liegt im Verhalten der Strömung bei auftretenden Störungen. Können kleinere Störungen von der Strömung noch abgedämpft werden, sodass die Störungen zeitlich abklingen, bleibt die Strömung laminar. Sobald die Störungen mit der Zeit anwachsen, geht die laminare in eine turbulente Strömung über. Störungen können bspw. bei

Rohrströmungen durch den Einlauf hervorgerufen oder bei den wandnahen Gebieten von Umströmungen durch Wandrauheiten oder Ungleichmäßigkeiten der Außenströmung ausgelöst werden (Schlichting et al. 2006, 422).

Nach der sogenannten Stabilitätsanalyse wird die Strömung oberhalb einer gewissen Grenze instabil. Diese Grenze wird durch die Reynolds-Zahl ausgedrückt. Oberhalb der kritischen Reynolds-Zahl kann eine Strömung turbulent werden, wenn entsprechende Störungen induziert werden. Je nach Wandrauheit oder Einlaufform kann die Reynolds-Zahl variieren, ab der die Strömung tatsächlich turbulent wird. Die Reynolds-Zahl stellt das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften dar und ist definiert als:

$$Re_x = \frac{u_\infty \cdot x}{\nu} \text{ für Umströmungen,} \tag{2.1}$$

$$Re_d = \frac{u_m \cdot d_h}{\nu} \text{ für Rohre und Kanäle} \tag{2.2}$$

Re_x: Reynolds-Zahl nach Lauflänge x
u_∞: Geschwindigkeit der unbeeinflussten Außenströmung in m/s
x: Lauflänge in m
ν: Kinematische Viskosität des Fluids in m²/s

Re_d: Reynolds-Zahl bei Durchmesser d_h
u_m: Querschnittsgemittelte Geschwindigkeit der Kernströmung in m/s
d_h: (Hydraulischer) Durchmesser in m

Die kritische Reynoldszahl $Re_{x,krit}$ für die ebene Platte als Standardform einer Umströmung liegt je nach Störgrad der Anströmung bei $10^5 \leq Re_{x.krit} \leq 4 \cdot 10^6$ ($Re_{x.krit} = 5 \cdot 10^5$ unter technischen Bedingungen); für ein durchströmtes Rohr gilt entsprechend vom Störgrad des Zulaufs abhängig $2300 \leq Re_{d.krit} \leq 10^4$ ($Re_{d.krit} = 3000$ unter technischen Bedingungen) (Polifke und Kopitz 2009, 201f.). Die VDI (2013, 799) gibt speziell für ebene Spalte[1] einen hydraulischen Durchmesser von der doppelten Spaltweite und damit verbunden eine kritische Reynolds-Zahl von 2200 bis 3600 vor.

Die turbulente Strömung kann als Wirbelströmung angesehen werden. Dabei bestimmen das Auftreten der Wirbel mit jeweiliger Größe und Frequenz die Turbulenzstruktur; dies wird durch die sogenannte Energiekaskade beschrieben. Durch die eingangs erwähnten Querbewegung der Fluidpartikel entsteht ein erhöhter Impulsaustausch in der Querrichtung. Daraus folgt, dass das Geschwindigkeitsprofil turbulenter Durchströmungen in Querrichtung wesentlich gleichmäßiger als bei laminaren ist, wie es auch Abbildung 2-2 veranschaulicht.

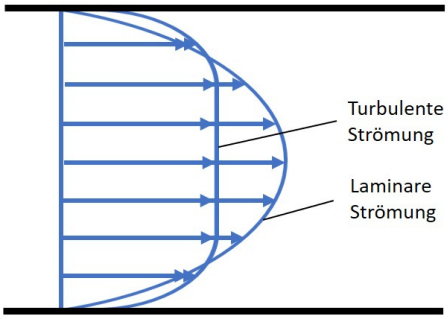


Abbildung 2-2: Geschwindigkeitsverteilung in Rohrströmung (verändert nach Schlichting et al. 2006, 414)

[1] Ebener Spalt = zwei Platten mit gleichbleibenden Abstand zueinander (VDI 2013, 799)

2.2 Freistrahl

Ein Freistrahl ist eine aus einer Öffnung in eine freie Umgebung tretende Strömung. Dabei haben das Fluid aus der Öffnung und jenes in der freien Umgebung unterschiedliche Geschwindigkeiten und es entsteht eine Scherschicht zwischen den beiden Medien. Tritt ein Freistrahl von Wasser oder Luft in Wasser, wird er auch als *Tauchstrahl* bezeichnet.

Prinzipiell wird zwischen laminaren und turbulenten Freistrahlen unterschieden, wobei der laminare Freistrahl im Wasserwesen kaum vorkommt und daher außer Acht gelassen wird (Glazik et al. 2015, 287). Mit „Freistrahl" ist zumeist also der turbulente Freistrahl gemeint. Beim (turbulenten) Freistrahl tritt freie Turbulenz (→ keine festen Begrenzungen) auf: Im Gegensatz zur Grenzschicht-Theorie, die in den nachfolgenden Kapiteln behandelt wird, wird die Strömung also nicht durch Wandturbulenz charakterisiert, sondern durch turbulente Diffusion (ebd., 287).

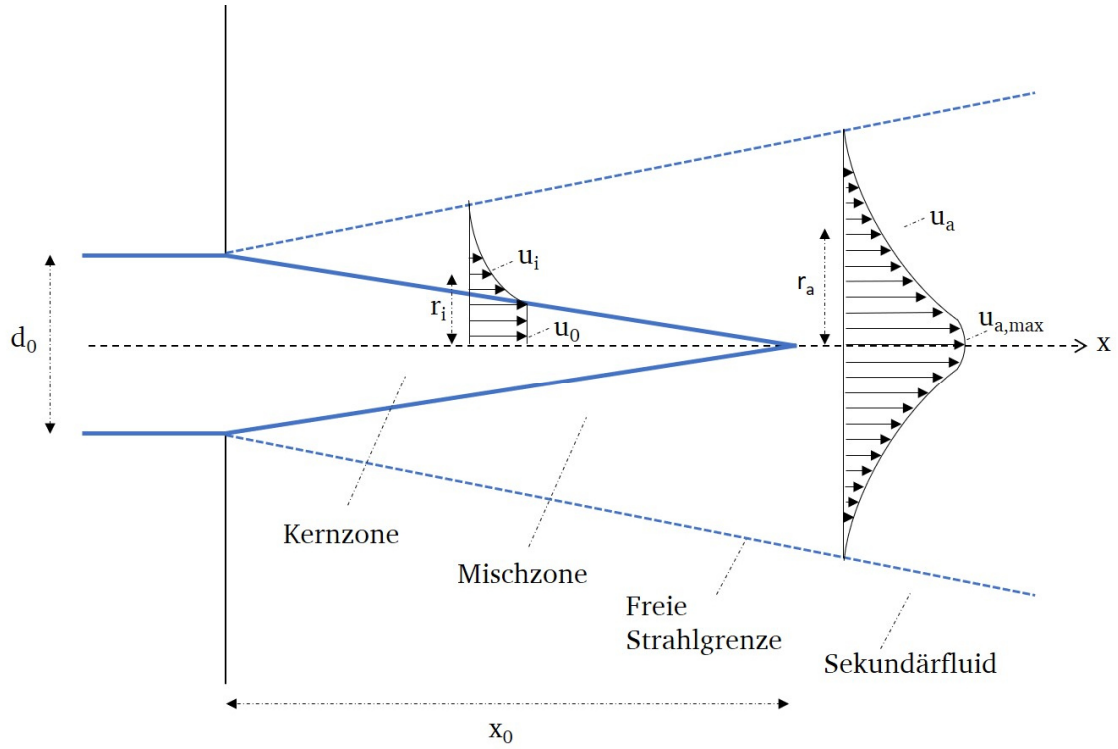


Abbildung 2-3: Geschwindigkeitsverteilung am Freistrahl (verändert nach Glazik et al. 2015, 303f.)

Nach Abbildung 2-3 kann ein Freistrahl in verschiedene Bereiche unterteilt werden. Die *Kernzone* bezeichnet dabei den Bereich, in dem der Strahl die Ursprungsgeschwindigkeit beibehält. Zwischen Kernzone und ursprünglicher Umgebung befindet sich die *Mischzone*, in der der Geschwindigkeitsübergang vonstattengeht. Während die Mischzone mit zunehmender Lauflänge größer wird, verjüngt sich die Kernzone, bis sie nach der Kernzonenlänge x_0 endet. Dahinter wird nur noch zwischen Mischzone und ursprünglicher Umgebung unterschieden.

Diesen Zonen entsprechend gelten folgende Formeln zum kreisrunden Freistrahl mit freier Strahlturbulenz (Glazik et al. 2015, 303f.):

Geschwindigkeitsverteilung für $x<x_0$

$$\frac{u}{u_0} = e^{-76{,}88\left(0{,}080656+\frac{r-d_0/2}{x}\right)^2} \tag{2.3}$$

Relative Kernzonenlänge

$$\frac{x_0}{d_0} = 6{,}2 \tag{2.4}$$

Geschwindigkeitsverteilung für $x>x_0$

$$\frac{u_a}{u_0} = \frac{6{,}2}{x/d_0} e^{-76{,}88\left(\frac{r}{x}\right)^2} \tag{2.5}$$

Maximale Geschwindigkeit für $x>x_0$

$$\frac{u_{max}}{u_0} = \frac{6{,}2}{x/d_0} \tag{2.6}$$

u_i: Geschwindigkeit in Abh. von x und r für $x<x_0$ in m/s
u_0: Geschwindigkeit des Freistrahls an der Öffnung in m/s
r: Laufvariable entlang des Radius in m
d_0: Durchmesser der Öffnung in m
u_a: Geschwindigkeit in Abh. von x und r für $x>x_0$ in m/s
u_{max}: Maximale Geschwindigkeit mit $u_a<u_{a,max}<u_0$ in m/s

In Kapitel 6.1.2 wird beschrieben, dass ein Wärmeübertrager vor der Öffnung eines Versuchsbeckens installiert wird. Mithilfe der Freistrahl-Theorie wird in Kapitel 6.2.1 überprüft, inwieweit sich eine Geschwindigkeitsabnahme in den Randbereichen des Freistrahls auf den übertragenen Wärmestrom auswirkt.

2.3 Strömungswiderstandskonzept

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen soll die Widerstandswirkung des eingesetzten Wärmeübertragers erfasst werden (vgl. Kapitel 6 und 7). Hierzu bietet sich der Widerstandsbeiwert für um- und für durchströmte Körper an, beide werden im Folgenden vorgestellt.

Der Widerstandsbeiwert oder auch **Strömungswiderstandskoeffizient c_W** (kurz: c_W-Wert) ist eine dimensionslose Kennzahl, die als Maß für den Strömungswiderstand eines *umströmten* Körpers verwendet wird. Sie ist definiert als Widerstandskraft normiert auf den Staudruck und eine Referenzfläche, für welche im Kontext der Widerstandswirkung gewöhnlich die Stirnfläche des umströmten Körpers genutzt wird:

$$c_W = \frac{W}{\varrho/2 \cdot u_\infty{}^2 \cdot A} \tag{2.7}$$

c_W: (Strömungs-)Widerstandsbeiwert
W: Widerstandskraft in N
ϱ: Dichte des Fluids in kg/m³
A: Fläche in m²

Die Widerstandskraft umfasst dabei sowohl den Form- als auch den Reibungswiderstand. Üblicherweise wird der Wert der Widerstandskraft numerisch oder im Windkanal ermittelt, in dem der zu untersuchende Körper mit Kraftsensoren ausgestattet und von einem Fluid umströmt wird.

Der Widerstandsbeiwert oder auch **Druckverlustbeiwert ζ** (kurz: ζ-Wert) ist das auf eine *Durchströmung* bezogene Pendant zum c_W-Wert. Er ist ein Maß für den Druckverlust in einem durchströmten Körper und weist damit ebenfalls auf eine Widerstandswirkung hin.

Der ζ-Wert soll – adaptiert aus der Rohrhydraulik – nun auf offene Gerinne angewendet werden. Aus einer mithilfe der Bernoulli-Gleichung formulierten Bilanz zwischen zwei Punkten entlang eines offenen Gerinnes folgt folgende Gleichung:

$$h_1 + \frac{{v_1}^2}{2g} = h_2 + \frac{{v_2}^2}{2g} + \zeta \frac{{v_2}^2}{2g} \tag{2.8}$$

h: Wasserstand in m
g: Erdbeschleunigung in m/s²
ζ: Druckverlustbeiwert
1, 2: Zu bilanzierende Punkte gleicher Höhe

Unter der Annahme, dass sich der Wasserstand nicht ändert, gilt demnach für den Druckverlustbeiwert:

$$\zeta = \frac{{v_1}^2}{{v_2}^2} - 1 \tag{2.9}$$

2.4 Hydrodynamische Einlauflänge

Bei der Berechnung und Analyse von Strömungsparametern ist es entscheidend, ob es sich bei der Durchströmung um eine hydrodynamisch ausgebildete oder unausgebildete Strömung handelt (VDI 2013, 28).

Eine hydrodynamisch unausgebildete Strömung ist eine Strömung, deren Geschwindigkeitsprofil sich über die Lauflänge verändert. Die Geschwindigkeit ist also nicht nur von der Koordinate quer zur Laufrichtung abhängig, sondern variiert auch mit der Laufrichtung. Prinzipiell sind zwei Gründe anzuführen, durch die unausgebildete Durchströmungen zustande kommen (Gersten und Herwig 1992, 312):

- Bei konstantem Strömungsquerschnitt führen Einlaufeffekte dazu, dass sich die Geschwindigkeitsprofile umbilden. Aus dem homogenen Geschwindigkeitsprofil der Anströmung entsteht das ausgebildete Profil einer Durchströmung.
- Bei Veränderungen des Strömungsquerschnitts mit der Lauflänge bildet sich das Geschwindigkeitsprofil entsprechend des Querschnitts jeweils um.

Die Strecke, bis zu der sich das Geschwindigkeitsprofil ausgebildet hat, wird als hydrodynamische Einlauflänge bezeichnet; Angaben zu ihrer Berechnung sind in Anlage 1 zu finden. Im Eintrittsbereich turbulenter Strömungen wirken während des Umbildungsprozesses höhere turbulente Reibungswiderstände als im ausgebildeten Bereich (Shah und Sekulić 2003, 501). Der Punkt, ab dem ein Geschwindigkeitsprofil als ausgebildet angesehen wird, wird in der Literatur nicht genau definiert. Da sich eine Umbildung asymptotisch Richtung ausgebildetes Profil hin verändert, wird u.a. von Herwig und Schmandt (2015, 270) vorgeschlagen, dass eine Strömung dann ausgebildet ist, wenn die Geschwindigkeit auf der Mittellinie des Rohrs oder Kanals 99 % derjenigen des ausgebildeten Zustands entspricht. Im Umbildungsprozess spielt die Ausbildung der Grenzschicht eine entscheidende Rolle, die im nachfolgenden Kapitel behandelt wird.

3 Einführung in die Grenzschicht-Theorie

Lange Zeit stand die klassische Hydrodynamik – also die theoretische Behandlung der Bewegungen von Flüssigkeiten – oftmals im Widerspruch zur praktischen Erfahrung, wenn es darum ging, Druckverluste in Kanälen oder Widerstände umströmter Körper zu ermitteln. Um die Erfahrungen bei Planungen zu nutzen, etablierte sich die Hydraulik, die auf empirischen Formeln und Werten gestützt war. Die Diskrepanz zwischen Hydromechanik und Hydraulik lag in der Vernachlässigung der Reibungskräfte in den Navier-Stokes-Gleichungen begründet. Dies präsentierte Ludwig Prandtl 1904 auf einem Mathematiker-Kongress. Bislang wurden für Fluide geringer Viskosität die Reibungsterme der Navier-Stokes-Gleichungen vernachlässigt, um Herr über die Gleichungen zu werden. Prandtl zeigte, dass die Strömung in der Nähe von Wänden in zwei Gebiete eingeteilt werden kann: die reibungsfreie Außenströmung, die bisher überall angenommen wurde, und eine dünne Schicht in unmittelbarer Wandnähe, in der die Reibung eine entscheidende Rolle spielt. Aus dieser Überlegung heraus entstand die Grenzschicht-Theorie als Sondergebiet der Strömungsmechanik.

Im Rahmen dieser Arbeit soll die Grenzschicht-Entwicklung – mit entsprechender Bedeutung für den Wärmeübergang (vgl. Kapitel 5) – an den Wänden eines Wärmeübertragers untersucht werden. Die theoretische Grundlage soll in diesem Kapitel gelegt werden. Dafür werden zunächst erste Prinzipien der Grenzschicht-Theorie vorgestellt. Im Anschluss wird die Entwicklung der Grenzschicht am einfachsten Fall – der ebenen Platte – vorgestellt. Um jene Grundlagen für die spätere Behandlung des Wärmeübergangs im Wärmeübertrager nutzen zu können, wird die Grenzschicht-Theorie schließlich auf Spaltströmungen angewendet.

3.1 Einstieg in die Grenzschicht-Theorie

Der Unterschied von realen Fluiden (Viskosität ist nicht Null) zu viskositätsfreien Fluiden liegt darin, dass nicht nur Normalkräfte (Drücke) zwischen angrenzenden Schichten, sondern auch Tangentialkräfte (Schubspannungen) auftreten. So werden bei realen Fluiden sowohl zwischen den Partikeln untereinander als auch zwischen Fluid und angrenzenden Wänden Tangentialkräfte übertragen. An festen Wänden ist dadurch auch die Geschwindigkeit der Fluidpartikel Null: Das Fluid haftet an der Wand (→ Haftbedingung). Zudem ermöglicht die Viskosität einen Impulstransport quer zur Hauptströmung. Hierdurch bildet sich ein Geschwindigkeitsprofil aus, das von Null an der Wand sukzessive auf die Geschwindigkeit der unbeeinflussten Außenströmung ansteigt. Dabei ist der Geschwindigkeitsgradient in Wandnähe[2] am größten. Die dünne wandnahe Schicht, in der die Geschwindigkeit von Null auf 99 % der Geschwindigkeit im unbeeinflussten Bereich ansteigt, wird als Grenzschicht bezeichnet (Schlichting et al. 2006, 28). Sie ist umso dünner, je höher die Reynolds-Zahl ist (ebd., 27). Das Grenzschicht-Konzept teilt die Strömung demnach in zwei Gebiete ein:

1) Ab einer gewissen Entfernung zur Wand kann die Strömung als von der Wand unbeeinflusst angesehen werden, dies umfasst den Großteil des Strömungsgebiet. Die meisten technisch relevanten Strömungen weisen aufgrund der geringen Fluidviskosität hohe Reynolds-Zahlen auf. Da unbeeinflusst von Wänden die Reibungskräfte daher den Trägheitskräften der Strömung stark untergeordnet

[2] Nicht nur angrenzende Wände, sondern allgemein Grenzflächen sind dadurch gekennzeichnet, dass in reibungsfreier Strömung ein sprunghafter Geschwindigkeitsverlauf auftreten würde (Herwig und Schmandt 2015). Entsprechend gelten nicht nur Wände als Grenzflächen, sondern z.B. auch eine Strömung anderer Geschwindigkeit.

sind, kann die Viskosität hier vernachlässigt und dementsprechend die Strömung als reibungsfrei angesehen werden. Die Navier-Stokes-Gleichungen können in diesem Bereich mit der Grenzlösung $Re \rightarrow \infty$ näherungsweise gelöst werden (ebd., 27).

2) In einer sehr dünnen Schicht an der Wand (→ Grenzschicht) spielt die Viskosität eine große Rolle; hier sind die Reibungs- und Trägheitskräfte von gleicher Größenordnung. Obwohl jene Grenzschichten nur sehr dünn sind, beeinflussen die hier auftretenden Reibungseffekte nachhaltig das Strömungsgeschehen (Herwig 2016, 26) bzw. mit den Worten von Prandtl selbst: „In der schmalen Übergangsschicht ergeben dann die schroffen Geschwindigkeitsunterschiede trotz der kleinen Reibungskonstanten merkliche Wirkungen“ (Prandtl 1961, 577).

Wie die Außenströmung kann auch die Strömung der Grenzschicht laminar oder turbulent sein; entsprechend der Strömungsform wird dann von laminarer oder turbulenter Grenzschicht gesprochen. Außerdem wird bei der Betrachtung von Grenzschichten bezüglich des Strömungsfeldes unterschieden: also ob es sich bei der Strömung um eine Umströmung (z.B. einer ebenen Platte, vgl. Kapitel 3.2) oder eine Durchströmung (z.B. eines Rohrs, vgl. Kapitel 3.3.1) handelt. Bei der Spaltströmung kommen beide Ansätze zum Tragen (vgl. Kapitel 3.3.2).

3.2 Grenzschicht-Entwicklung am Beispiel der ebenen Platte

3.2.1 Charakteristik der Grenzschicht

Die ebene Platte ist die einfachste Form der Umströmung und soll hier als anschauliches Beispiel für die Entwicklung der Grenzschicht dienen. Eine Umströmung ist dadurch gekennzeichnet, dass das Fluid entlang eines Körpers – in diesem Fall einer Platte – strömt. Die Strömung ist dabei nach außen hin unbegrenzt.

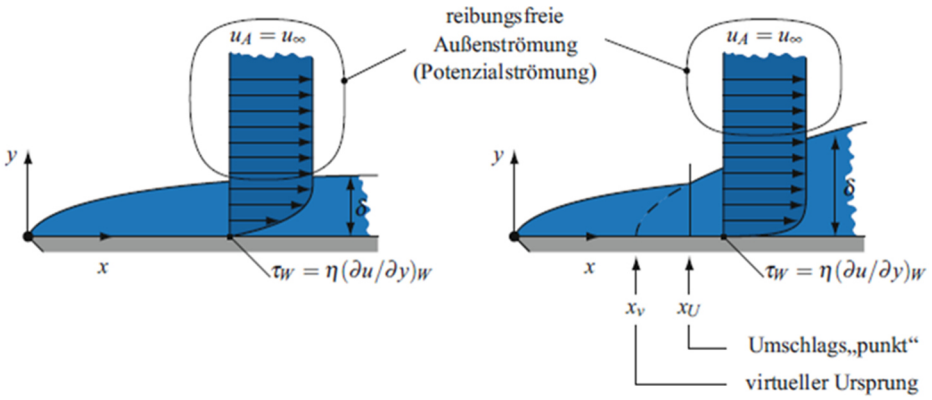


Abbildung 3-1: Entwicklung der laminaren (links) und turbulenten (rechts) Grenzschicht an einer ebenen Platte (Herwig 2016, 180)

Die Grenzschicht entsteht am Beginn der Platte. Dadurch, dass stetig mehr Fluidpartikel von der durch die Wandhaftung induzierte Abbremsung erfasst werden, wächst die Grenzschicht mit dem Laufweg an, wie es auch Abbildung 3-1 zeigt[3]. Sie ist zunächst laminar und ihr Geschwindigkeitsprofil entspricht qualitativ jenem auf der linken Seite der Abbildung. Eine genauere Darstellung des Profils ist in Abbildung 3-2 zu sehen.

[3] Grenzschichten sind sehr dünne Schichten und daher in der Abbildung überhöht dargestellt.

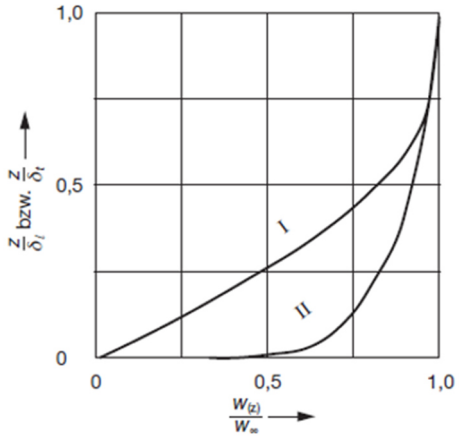


Abbildung 3-2: Laminares (Kurve I) und turbulentes (Kurve II) Geschwindigkeitsprofil in der Grenzschicht (Bohl und Elmendorf 2014)

Dabei entspricht die Ordinate der entdimensionierten Koordinate quer zur Laufrichtung und die Abszisse der entdimensionierten Geschwindigkeit. Es ist ein annähernd linearer Verlauf in Wandnähe zu erkennen, bevor sich die Geschwindigkeit asymptotisch an die Geschwindigkeit der unbeeinflussten Strömung annähert. Die Grenzschichtdicke der laminaren Schicht kann etwa zu

$$\delta_l \approx 5{,}0 \cdot \sqrt{\frac{\nu \cdot x}{u_\infty}} = 5{,}0 \cdot \frac{x}{\sqrt{Re_x}} \tag{3.1}$$

δ_l: Grenzschichtdicke der laminaren Schicht in m

abgeschätzt werden (Schlichting et al. 2006, 29). Wie erwähnt und an der Formel zu erkennen, beginnt sie an der Vorderkante, ist hier also gerade Null, und wächst in Laufrichtung an; und zwar proportional zu $\sqrt{x}$. Aus der Formel ist zudem ersichtlich, dass die Grenzschichtdicken geringer werden, wenn die Geschwindigkeit bzw. die Reynolds-Zahl steigt.

Nach einer gewissen Lauflänge schlägt die laminare Grenzschicht in eine turbulente um (→ Umschlagpunkt). Je nach Wandrauheit, Form der Vorderkante und Störgrad der Außenströmung variiert der Laufweg zum Umschlagpunkt bzw. die kritische Reynolds-Zahl. In Kapitel 2.1 werden kritische Reynolds-Zahlen von 10^5 bis $4 \cdot 10^6$ angegeben. Dies entspricht einer Lauflänge von:

$$x_{krit} = Re_{krit} \cdot \frac{\nu}{u_\infty} \quad mit \quad 10^5 < Re_{krit} < 4 \cdot 10^6 \tag{3.2}$$

Der Umschlag wird idealisiert als Punkt angesehen. Genau genommen erfolgt der Übergang von laminarer in turbulente Strömung der Grenzschicht in einem Transitionsbereich. Dieser ist geprägt von Wellen- und Wirbelbildung und -zerfall, bis sich Turbulenzflecken entwickeln und die Strömung schließlich vollturbulent wird (Schlichting et al. 2006, 418). Die turbulente Grenzschicht weist ein parabolisches Geschwindigkeitsprofil auf, wie es auf der rechten Seite in Abbildung 3-1 und genauer in Abbildung 3-2 gezeigt wird. Das Profil zeigt einen größeren Geschwindigkeitsgradienten in Wandnähe und ist insgesamt bauchiger als das der laminaren Schicht. In jener Abbildung 3-1 ist zudem schematisch angedeutet, dass die turbulente Grenzschicht – bei gleicher Geschwindigkeit – dicker als die laminare Grenzschicht ist und dass mit der turbulenten Grenzschicht stets eine laminare Unterschicht an der Wand einhergeht, da das Fluid noch immer an der Wand haftet (→ Zweischichten-Struktur).

Die Dicke der turbulenten Grenzschicht kann errechnet werden, indem davon ausgegangen wird, dass die Schicht am virtuellen Ursprung (vgl. Abbildung 3-1) bei Null beginnt und wächst. Am Umschlagpunkt hat sie rechnerisch die Dicke der laminaren Schicht und ab hier kann sie als tatsächlich vorhanden angenommen werden. In nachfolgender Formel (Formel 3.3) nach Schlichting et al. (2006, 32) wird davon ausgegangen, dass die turbulente Grenzschicht an der Plattenvorderkante beginnt. Um die Verschiebung zum virtuellen Punkt zu berücksichtigen, wird die Gleichung entsprechend Formel 3.4 angepasst. Es ist zu erkennen, dass die Grenzschichtdicke auch bei der turbulenten Schicht mit dem Laufweg wächst und bei höheren Reynolds-Zahlen schmaler wird.

$$\delta_t = 0{,}14 \cdot \frac{\nu}{u_\infty} \cdot \frac{Re_{x_t}}{\ln(Re_{x_t})} \cdot G(\ln(Re_{x_t})) \tag{3.3}$$

mit $G(\ln(Re_{x_t})) \approx 1{,}5 \;\; für\; 10^5 \leq Re_x \leq 10^6$

und $G(\ln(Re_{x_t})) \rightarrow 1 \;\; für\; Re_x \rightarrow \infty$

$$\delta_t = 0{,}14 \cdot \frac{\nu}{u_\infty} \cdot \frac{Re_{x-x_{vU}}}{\ln(Re_{x-x_{vU}})} \cdot G(\ln(Re_{x-x_{vU}})) \tag{3.4}$$

δ_t: Grenzschichtdicke der turbulenten Schicht in m

x_t: Lauflänge ab virtuellem Ursprung in m

$G(\ln(Re_{x_t}))$: Funktion, die schwach von Re_{x_t} abhängt

x_{vU}: Lauflänge bis zum virt. Ursprung in m

Die Dicke der viskosen Unterschicht kann mit folgendem Verhältnis angenähert werden (Schlichting et al. 2006, 34):

$$\frac{\delta_v}{\delta_t} \approx 680 \cdot \frac{ln^2(Re_{x_t})}{Re_{x_t}} \tag{3.5}$$

δ_v: Grenzschichtdicke der viskosen Unterschicht in m

Und auch hier gilt, dass die Unterschicht mit der Laufrichtung dicker und mit wachsender Reynolds-Zahl dünner wird. Dabei nähern sich die nach Formeln 3.1 bis 3.5 berechneten Schichtdicken mit wachsenden Reynolds-Zahlen immer mehr den realen Dicken an (→ Grenzschicht-Theorie als asymptotische Theorie für $Re \rightarrow \infty$).

Durch die turbulenten Schwankungsbewegungen in der turbulenten Schicht treten sogenannte „scheinbare“ Reibungskräfte hinzu, die zu großer Reibung führen; daher wird die turbulente Grenzschicht auch Reibungsschicht genannt. In der laminaren Unterschicht dagegen wirken lediglich die „echten“ Reibungskräften aufgrund der Viskosität. Im Vergleich zur laminaren Grenzschicht ist der Reibungswiderstand der turbulenten Grenzschicht höher, da sich hier das Geschwindigkeitsprofil durch einen großen Gradienten in Wandnähe auszeichnet.

Nach der Gleichung zur Wandschubspannung

$$\tau_W = \eta \cdot (\partial u/\partial y)_W \tag{3.6}$$

τ_W: Wandschubspannung in N/m²

η: Dynamische Viskosität des Fluids in kg/(m s)

$(\partial u/\partial y)_W$: Geschwindigkeitsgradient senkrecht zur Wand W in s^{-1}

wirken mit höheren Gradienten auch höhere Schubspannungen an der Wand. Da die Geschwindigkeitsgradienten bei dünneren Grenzschichten höher sind, sind die Reibungskräfte an den Schichtanfängen am größten.

Neben der Grenzschichtdicke wird im Zusammenhang mit Grenzschichten oftmals auch die Verdrängungsdicke angegeben. Diese beschreibt, inwieweit eine Grenzschicht die reibungslose Außenströmung beeinflusst bzw. verdrängt. Der Massenstrom innerhalb der Grenzschicht ist geringer als der hypothetische bei durchweg reibungsfreier Strömung. Dadurch dass der Massenstrom in Realität also geringer ist, den Körper sozusagen künstlich „aufdickt“, wird die reibungsfreie Strömung nach außen gedrängt. Dieses Phänomen wird als Verdrängungseffekt bezeichnet. Der Betrag, um den die Stromlinien nach außen abgedrängt werden, wird als Verdrängungsdicke angegeben.

Eine Grenzschicht verweilt nicht unter allen Umständen, wie in Abbildung 3-1 dargestellt, am umströmten Körper. Unter bestimmten Bedingungen – vor allem, wenn sich die Form des Körpers und damit die Druckverteilung ändert – kann es zu Strömungsablösungen kommen. Hinter dem dicksten Punkt des umströmten Körpers, an dem der Druck den niedrigsten Wert aufweist, steigt der Druck wieder. Ab einer gewissen Drucksteigerung schiebt sich eine Flüssigkeitsschicht, die durch die Wandreibung in Rotation versetzt wurde, in die Außenströmung hinaus. Begründet werden kann dies dadurch, dass diese Flüssigkeitsschicht durch die Drucksteigerung ihre kinetische Energie in potenzielle umsetzt. Dadurch ist ihre Geschwindigkeit nicht mehr ausreichend hoch, um in das Gebiet des höheren Drucks einzudringen und weicht diesem aus (Prandtl 1961, 578). Die Strömungsablösung, anhand des Geschwindigkeitsprofils dargestellt, kann Abbildung 3-3 entnommen werden.

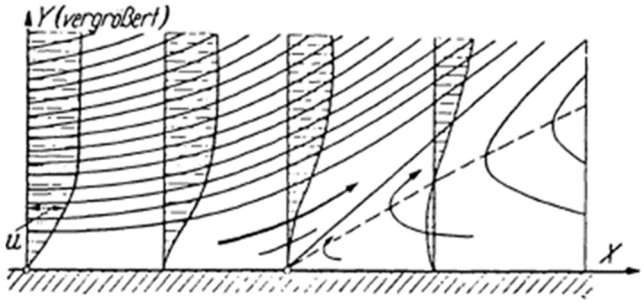


Abbildung 3-3: Strömungsablösung von der Wand (Prandtl 1961, 578)

3.2.2 Grenzschichtgleichungen

Die Bilanzgleichungen, die die Strömung Newton’scher Fluide beschreiben[4] und sich in den Gleichungen 3.7 bis 3.9 wiederfinden, sind aufgrund ihrer Komplexität kaum analytisch lösbar. Durch Prandtls Annahmen, die zu Beginn von Kapitel 3 erläutert wurden, können die Bilanzgleichungen zu Grenzschichtgleichungen vereinfacht werden, deren Berechnung in einigen Spezialfällen analytisch möglich ist. Darüber hinaus können auch numerische Berechnungen durch diese Vereinfachungen schneller durchgeführt werden.

Das Strömungsfeld wird im Allgemeinen durch die Kontinuitätsgleichung (Massenerhaltung) sowie die Impulsgleichungen in die drei Raumrichtungen (Impulserhaltung) beschrieben und bei Bedarf um die Energiegleichung (Energieerhaltung) erweitert (Schlichting et al. 2006, 73):

[4] Die präzisierten Bedingungen, unter denen eine Strömung durch die Bilanzgleichungen beschrieben werden kann, sind Schlichting et al. (2006, 73f.) zu entnehmen.

Kontinuitätsgleichung
$$\frac{d\varrho}{dt} + \varrho\, div(\vec{u}) = 0 \tag{3.7}$$

Impulsgleichungen
$$\varrho\, \frac{d\vec{u}}{dt} = \vec{f} + \overrightarrow{P_O} \tag{3.8}$$

Energiegleichung
$$\varrho\, c_p\, \frac{dT}{dt} = div\big(\lambda\, grad(T)\big) + \beta\, T\, \frac{dp}{dt} + \Phi \tag{3.9}$$

$\vec{u}$: Dreidimens. Geschwindigkeitsvektor in m/s
t: Zeit in s
$\vec{f}$: Spezifische Massenkraft in N/m³
$\overrightarrow{P_O}$: Spezifische Oberflächenkraft in N/m³
c_p: Spezifische Wärmekapazität in J/(kg K)
λ: Wärmeleitfähigkeit in W/(m K)
β: Wärmeausdehnungskoeffizient
Φ: Dissipationsfunktion

Wird die spezifische Oberflächenkraft über Spannungen und Verformungen beschrieben und die Hypothese von Stokes angewendet, entstehen aus den Impulsgleichungen die sogenannten Navier-Stokes-Gleichungen (ebd., 67):

$$\varrho \frac{d\vec{u}}{dt} = \vec{f} - grad(p) + div(\mu\left(2\,\dot{\varepsilon} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\, div\, \vec{u}\right)) \tag{3.10}$$

$\dot{\varepsilon}$: Verformung in s^{-1}
δ_{ij}: Kronecker-Einheitstensor

Für eine zweidimensionale, inkompressible Strömung sehen die entdimensionierten Gleichungen wie folgt aus (ebd., 147):

Kontinuitätsgleichung
$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \tag{3.11}$$

Impulsgleichungen (3.12)

x-Richtung:
$$\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}}\right)$$

y-Richtung:
$$\frac{\partial v^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}}\right)$$

$[Parameter]^*$: Entdimensionierter Parameter

Um nun die Grenzschichtgleichungen aufzustellen, ist die Unterteilung der Strömung in einen wandnahen und einen wandfernen Bereich notwendig. Für den wandnahen Bereich gilt folgende sogenannte „Grenzschichtnäherung“ (ebd., 514): $\frac{\partial}{\partial x} \ll \frac{\partial}{\partial y}, \bar{u} \ll u_\infty$. Bei der Prandtlschen Grenzschicht-Theorie handelt es sich um eine asymptotische Grenzbetrachtung, also gilt $Re \to \infty$. Außerdem wird hier die Annahme getroffen, dass sich die y-Richtung der Impulsgleichung (bzw. Navier-Stokes-Gleichung) auf die Aussage reduziert, dass der Druck an der Wand der gleiche wie der am Außenrand der Grenzschicht ist ($\partial p/\partial y = 0$) (ebd., 513).

Damit gelten folgende Gleichungen als Prandtlsche Grenzschichtgleichungen (ebd., 148):

Kontinuitätsgleichung $$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial {v_t}^*}{\partial {y_t}^*} = 0 \tag{3.13}$$

Impulsgleichungen (3.14)

x-Richtung: $$\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + {v_t}^* \frac{\partial u^*}{\partial {y_t}^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial {y_t}^{*2}}$$

y-Richtung: $$0 = -\frac{\partial p^*}{\partial {y_t}^*}$$

$[Parameter]_t{}^*$: Grenzschichttransformiert mit $[Parameter]_t{}^* = [Parameter]^* \cdot \sqrt{Re}$

Dimensionsbehaftet gelten für die laminare und die turbulente Grenzschicht im stationären Zustand ($\partial u/\partial t = 0$) entsprechend (ebd., 153 u. 514):

Kontinuitätsgleichung (3.15)

laminar $$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

turbulent $$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0$$

Impulsgleichungen (x-Richtung) (3.16)

laminar $$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\varrho} \frac{dp}{dx} + v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

turbulent $$\varrho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = -\frac{d\left(\bar{p} + \overline{\varrho\, v'^2}\right)}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \varrho \cdot \overline{u'v'} \right)$$

Energiegleichung turbulent $$\varrho\, c_p \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = -\frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \varrho \cdot c_p \cdot \overline{v'T'} \right) \tag{3.17}$$

$[Parameter]'$: Fluktuationen eines Parameters $\overline{[Parameter]}$: Zeitlich gemittelter Parameter

Speziell für den laminaren Fall einer ebenen Platte im stationären Zustand, also $u_\infty = const.$ bzw. $\partial p/\partial x = 0$ und $\partial u/\partial t = 0$, gelten entsprechend folgende, wieder dimensionsbehaftete Zusammenhänge (ebd., 156):

Kontinuitätsgleichung $$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{3.18}$$

Impulsgleichungen (x-Richtung) $$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{3.19}$$

Die zeitlich schwankenden Werte, die in den Termen für die Berechnung turbulenter Grenzschichten auftreten, führen zum sogenannten „Schließungsproblem“, das im folgenden Unterkapitel näher beleuchtet wird.

3.2.3 Herausforderung in der Berechnung turbulenter Strömungen

Auch wenn die Gleichungen für laminare (Grenzschicht-)Strömungen teilweise einiger Vereinfachungen bedürfen, um sie schneller berechenbar zu machen, sind sie dennoch eindeutig bestimmbar und lösbar. Die Berechnung turbulenter (Grenzschicht-)Strömungen ist im Gegensatz dazu mit großen Herausforderungen verbunden. Vereinfacht wird die turbulente Strömung in eine Hauptbewegung und die ihr überlagerten Schwankungsbewegungen unterteilt, die laut Schlichting et al. (2006, 495) immer noch als so „hoffnungslos kompliziert“ angesehen wird, „dass ihre theoretische Berechnung aussichtslos erscheint“.

Die angesprochene Hauptbewegung der turbulenten Strömung ist über die Mittelung der *kinematischen* Größen (hier: Ort und Geschwindigkeit) nach der Zeit zu bestimmen. Die hinzutretenden Schwankungsbewegungen liegen in der Größenordnung von etwa 10 % des Mittelwerts (Herwig 2016, 89) und scheinen damit nahezu vernachlässigbar klein. Nichtsdestotrotz nehmen sie einen erheblichen Einfluss auf das *dynamische* Verhalten turbulenter Strömungen, wie bspw. die Kräftebilanz in jener Strömung (ebd., 89). Prinzipiell werden drei Ansätze unterschieden, um nun mit dieser Problemstellung umzugehen:

- „direct numerical simulation“ (DNS)
- „Reynolds averaged Navier Stokes“ (RANS)
- und die sogenannte „large eddy simulation“ (LES).

Direct numerical simulation ist die genauste und aufwendigste Möglichkeit, Turbulenz abzubilden. Für bestimmte Standardfälle mit relativ niedrigen Reynolds-Zahlen liegen konkrete Gleichungen vor, die numerisch gelöst werden können. Dadurch, dass die zu berechnenden numerischen Gitter extrem fein sein müssen, ist der Rechenaufwand groß und kann sich über Monate bis Jahre erstrecken (Herwig 2016, 94).

Da viele technische Anwendungen nicht mit den direkt-numerisch lösbaren Standardfällen abgedeckt werden können, weniger Zeitaufwand erwartet wird oder eine hochaufgelöste Abbildung der Turbulenz nicht nötig ist, wird oftmals die Methode *Reynolds averaged Navier Stokes* angewendet. Dabei wird auf obig beschriebene Möglichkeit zurückgegriffen, mit zeitlichen Mittelwerten zu rechnen. Hierbei werden die Schwankungsbewegungen in den Gleichungen mitberücksichtigt, was jedoch zum sogenannten Schließungsproblem führt: Dadurch, dass die Geschwindigkeit der laminaren Strömung für die turbulente Strömung ersetzt wird durch Mittelwerte plus deren Schwankungen, treten in den Gleichungen zusätzliche Terme (turbulente Spannungen) auf. Die neu hinzutretenden Unbekannten können nicht allein aus den Bilanzen für Masse, Impuls und Energie bestimmt werden, sondern bedürfen ebenso zusätzlicher Gleichungen. Nach Boussinesq können die turbulenten Spannungen über die turbulente Viskosität – oder auch Wirbelviskosität – beschrieben werden. Da die Wirbelviskosität zunächst auch unbekannt ist, werden hierfür sogenannte Modellgleichungen aufgestellt. Bekannte Vertreter jener Modellgleichungen sind das k-ε- und das k-ω-Modell[5]. Die hier auftretenden Variablen sind ebenfalls nicht exakt bekannt – das Gleichungssystem eindeutig zu „schließen“, ist damit noch immer Teil der Turbulenzforschung – , über geeignete Annahmen kann die Turbulenz allerdings hinreichend genau modelliert werden (→ Turbulenzmodellierung) (Herwig 2016, 94).

[5] Das k-ε- und k-ω-Modell sind Zweigleichungs-Turbulenzmodelle, die zwei gekoppelte Transportgleichungen zur Schließung des Gleichungssystems nutzen und sich in den verwendeten Turbulenzgrößen unterscheiden.

Large eddy simulation bietet einen Kompromiss aus vollständiger Simulation der Turbulenz und Modellierung der Turbulenz durch zeitliche Mittelung der kinematischen Größen und Einbindung von Modellgleichungen. Hier werden grobe Wirbelstrukturen, die auch über gröbere numerische Gitter abgebildet werden können, direkt simuliert; die kleineren Turbulenzwirbel werden hingegen modelliert, wie es auch bei *RANS* das Vorgehen ist.

3.3 Anwendung der Grenzschicht-Theorie auf Spaltströmungen

Nachdem nun ein Einblick in die Grenzschicht-Theorie allgemein gegeben und der Spezialfall einer ebenen Platte beleuchtet wurde, widmet sich dieses Kapitel der konkreten Anwendung auf die Spaltströmung. Ganz allgemein gesprochen ist die Strömung in einem Wärmeübertrager nicht pauschal als Um- oder Durchströmung einzuordnen. Während sie zwar häufig als Durchströmung angesehen wird, hängt die Einordnung im Grunde davon ab, ob sich die gegenüberliegenden Grenzschichten beeinflussen oder nicht (Shah und Sekulić 2003, 1–3). Die *Spaltströmung* eines Wärmeübertragers kann prinzipiell folgendermaßen betrachtet werden: Während die Entwicklung der Grenzschicht im Spalt derjenigen an einer ebenen Platte am nächsten ist, treten durch die räumliche Begrenzung im Spalt auch einige Aspekte von Durchströmungen zutage. Im nachstehenden Unterkapitel wird die Charakteristik von Durchströmungen vorgestellt, bevor der konkrete Fall der Spaltströmung im zu untersuchenden Wärmeübertrager behandelt wird.

3.3.1 Durchströmungen (Rohr- und Kanalströmung)

Die Durchströmung wird grundsätzlich von der Umströmung dadurch abgegrenzt, dass das Strömungsfeld von Wänden begrenzt ist, während die Umströmung eines Körpers nach außen prinzipiell unbegrenzt ist. Bei einer Umströmung wird unterschieden zwischen der Grenzschicht-Strömung nahe dem umströmten Körper und der unbeeinflussten Außenströmung. Analog dazu wird die Durchströmung aufgegliedert in die Grenzschicht-Strömung und die Kernströmung, die wie die unbeeinflusste Außenströmung als Potenzialströmung angenommen wird. Der Begriff Kernströmung wird sowohl im unausgebildeten als auch im vollausgebildeten Strömungsbereich verwendet und bezeichnet entweder die unbeeinflusste einlaufende Strömung oder die Strömung mit vollausgebildeten Geschwindigkeitsprofil[6].

Die Ausbildung der Strömung ist in Abbildung 3-4 einzusehen: Nachdem die Strömung in das Rohr oder den Kanal getreten ist, entwickelt sich eine laminare Grenzschicht (Bereich I), die nach einer gewissen Lauflänge umschlägt (Bereich II) und sich als turbulente Grenzschicht weiter ausbildet (Bereich III); diese drei Bereiche werden auch unter *Einlaufbereich* zusammengefasst. Bei Durchströmungen wachsen die Grenzschichten an, bis sie aufeinandertreffen, also „zusammenwachsen“. Daran schließt der vollausgebildete Bereich an, deren Geschwindigkeitsprofil sich in Strömungsrichtung nicht mehr ändert (Bereich IV). Die Strecke zwischen Einlauf und dem Bereich mit vollausgebildeten Geschwindigkeitsprofil wird hydrodynamische Einlauflänge genannt (vgl. Kapitel 2.4).

[6] Die Kernschicht wird im ausgebildeten Bereich auch Defekt-Schicht genannt, da sie zwar von der Wand unbeeinflusst ist, allerdings gegenüber der ungestörten homogenen Strömung eine kleine Geschwindigkeitsabweichung (Defekt) aufweist.

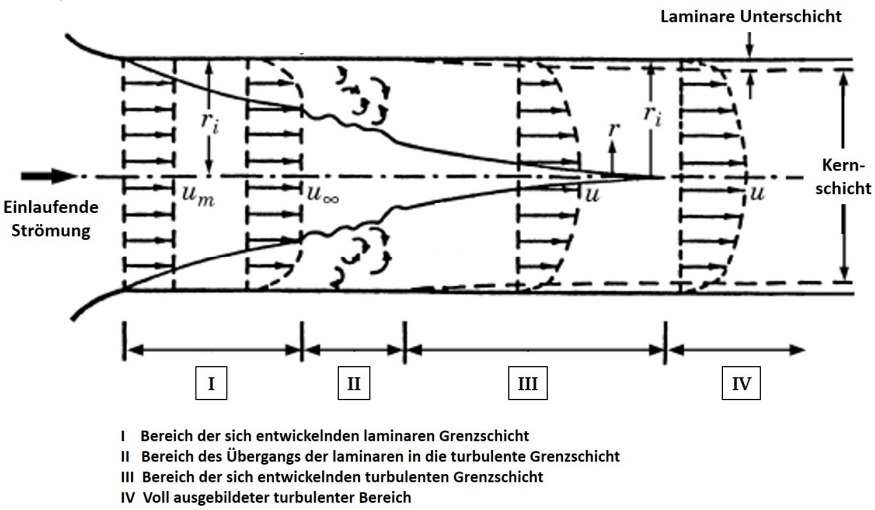


Abbildung 3-4: Übersicht über die Ausbildung der Strömung (Durchströmung) (verändert nach Shah und Sekulić 2003)

Der Einfluss der begrenzenden Wände auf die Strömung zeigt sich nicht nur in den Grenzschichten durch ihr Aufeinandertreffen, sondern auch in der Kernströmung der noch nicht ausgebildeten Strömung. Hier wird eine Beschleunigung der Kernschicht durch die Verdrängungswirkung der Grenzschicht (vgl. Kapitel 3.2.1 für Verdrängungswirkung bei der ebenen Platte) erreicht: Die Geschwindigkeiten in der Grenzschicht sind geringer als in der Kernströmung. Da die Grenzschichten in Laufrichtung immer weiter anwachsen, der Durchfluss jedoch konstant bleiben muss, wird die Kernschicht beschleunigt, was seinerseits zu einer leichten Verringerung der Grenzschichtdicke führt. Die Abhängigkeit der Grenzschichtdicke von der Geschwindigkeit der unbeeinflussten Strömung wurde in Kapitel 3.2.1 erläutert.

Ist die Strömung vollständig ausgebildet, ist ihr Geschwindigkeitsprofil in einem Rohr (vgl. Abbildung 3-4, Bereich IV) gegeben durch:

$$\frac{u_r}{u_{max}} = \left(1 - \frac{r}{r_i}\right)^{1/n} \tag{3.20}$$

$$\frac{u_m}{u_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)\cdot(2n+1)} \tag{3.21}$$

u_r: Geschwindigkeit an Stelle r in m/s n: Empirischer Parameter
r_i: Innenradius in m

Dabei hängt n von der Reynolds-Zahl ab und nimmt Werte zwischen 5 und 10 an (Hinze 1987, 630-632). Der durch die turbulenten Fluktuationen verursachte, im Vergleich zur laminaren Strömung erhöhte Impulsaustausch quer zur Hauptströmung bedingt eine homogenere Geschwindigkeitsverteilung im Rohr. Das (zeitlich gemittelte) Geschwindigkeitsprofil ist damit in der Rohrmitte deutlich flacher. Es wird umso steiler in unmittelbarer Wandnähe, was allerdings über eine andere Gleichung – das logarithmische Wandgesetz - beschrieben wird.

In der Rohrhydraulik werden Druckverluste über die Rohrreibungszahl λ_R beschrieben. In der laminaren Strömung, die das Fehlen von Störungen in den Wandungen voraussetzt, hängt die Rohrreibungszahl lediglich von der Reynolds-Zahl ab. In turbulenten Strömungen muss auch die Rauheit der Wände berücksichtigt werden, deren Einfluss auf die Strömung mithilfe der laminaren Grenzschicht-

dicken abgeschätzt werden kann (Song 2018, 117): Ist die Dicke der Oberflächenrauheiten k_S geringer als die Dicke der viskosen Unterschicht einer turbulenten Strömung δ_v, so sind die Unebenheiten in der laminaren Schicht eingetaucht; die turbulente Strömung kann damit ungehindert über die laminare Schicht gleiten. Die Rohrwandung wird in diesem Fall als *hydraulisch glatt* angesehen. Ragen die Rauheiten dagegen aus der viskosen Unterschicht hinaus ($k_S > \delta_v$), können sie die Hauptströmung stören (Wirbelbildung), was zu erhöhten Druckverlusten führt. Nun wird von *hydraulisch rauen* Wänden gesprochen. Schematisch gezeigt wird dies in nachfolgender Abbildung.

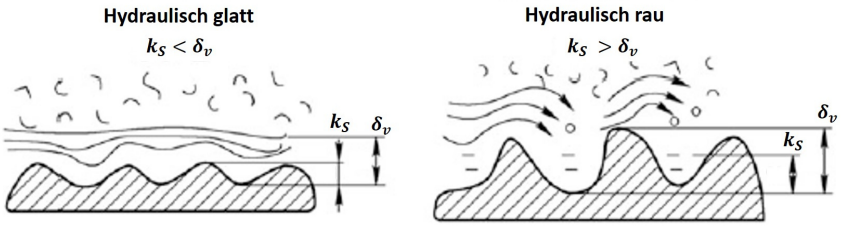


Abbildung 3-5: Hydraulisch glatte und raue Wandung (verändert nach Song 2018, 117)

Nach Bohl und Elmendorf (2014, 162) kann die Einteilung in hydraulisch glatte und raue Rohre bzw. den Übergangsbereich mit k_S als (äquivalente) Sandrauheit folgendermaßen angenähert werden:

Hydraulisch glatt: $$Re_d \cdot \frac{k_S}{d} < 65 \tag{3.22}$$

Übergangsbereich: $$65 < Re_d \cdot \frac{k_S}{d} < 1300 \tag{3.23}$$

Hydraulisch rau: $$Re_d \cdot \frac{k_S}{d} > 1300 \tag{3.24}$$

k_S: Äquivalente Sandrauheit in m d: Rohrdurchmesser in m

Sind Reynolds-Zahl und relative Rauheit - als Quotient aus Sandrauheit und Rohrdurchmesser – bekannt, kann über das Moody-Diagramm[7] die entsprechende Rohrreibungszahl ermittelt werden. Die Unregelmäßigkeiten der Wände sind jedoch nicht nur für die Druckverluste im Bereich der vollständig ausgebildeten Strömung maßgebend, sondern beeinflussen im unausgebildeten Bereich qualitativ auch den Umschlag von laminarer in die turbulente Grenzschicht, wie es in Kapitel 2.1 angemerkt wurde. Das Moody-Diagramm ist außerdem nicht nur für Durchströmungen von Rohren zulässig, sondern gilt – unter Verwendung des hydraulischen Durchmessers statt des Rohrdurchmessers – auch für Durchströmungen von Kanälen unterschiedlichen Querschnitts.

Prinzipiell können die Ergebnisse für Rohrströmungen mithilfe des hydraulischen Durchmessers auf Kanäle übertragen werden (Herwig 2006, 204). Dabei können Kanäle unterschiedliche Querschnitte aufweisen. Ihnen und dem Rohr sind gemein, dass sie durch Wandungen begrenzt sind und damit die Grenzschichten der Wände ab einer gewissen Lauflänge zusammenwachsen. Der *ebene Kanal* kommt den Öffnungen im zu untersuchenden Wärmeübertrager am nächsten und wird im folgenden Unterkapitel näher erläutert.

[7] Das Moody-Diagramm ist ein von Lewis F. Moody empirisch erstelltes Diagramm (1944 veröffentlicht), das den Zusammenhang zwischen Rohrreibungszahl λ_R, Reynolds-Zahl Re und relativer Rauheit k/d zeigt und damit das Berechnen von Rohrdruckverlusten ermöglicht.

3.3.2 Strömung im zu untersuchenden Wärmeübertrager

Wärmeübertragungsapparate bestehen nach Baehr und Stephan (2019, 409) meist aus durchströmten Kanälen, in denen ein Fluid erwärmt oder gekühlt wird. Dabei sind die sich entwickelnden Grenzschichten vollständig eingeschlossen und können sich ab einer gewissen Lauflänge nicht mehr frei entwickeln. Im zu untersuchenden Wärmeübertrager liegt ebendiese Situation vor. Der Wärmeübertrager wird in Kapitel 6.1.2 detailliert beschrieben, hier soll ausschließlich die Strömungssituation näher beleuchtet werden.

Der Wärmeübertrager besteht aus 10 Platten, zwischen denen das Wasser hindurchströmen kann. Die Strömung kann hier als Durchströmung eines ebenen Kanals angesehen werden. Der *ebene Kanal* – oder auch *Spalt* – ist dabei ein Spezialfall des *schlanken Kanals*. Bedingung für einen schlanken Kanal ist die sehr viel größere Ausdehnung der Berandung in Laufrichtung als in eine der beiden Richtungen quer zur Hauptströmung, also $L_x \gg L_y \; oder \; L_z$ (Herwig 2016, 204). Bei einem ebenen Kanal tritt die Zusatzbedingung hinzu, dass die Wandabmessung der anderen Richtung quer zur Hauptströmung die gleiche Größenordnung hat wie die Wandlänge in Laufrichtung, also $L_x/L_z \; oder \; L_x/L_y \approx 1$ (ebd., 204). Die Durchlässe im Wärmeübertrager erfüllen die Bedingungen eines ebenen Kanals aufgrund folgender Abmessungen (vgl. Kapitel 6.1.2): $L_x = \; 0{,}28\, m; \;\; L_y = 0{,}010 \ldots 0{,}035\, m; \;\; L_z = 0{,}434\, m.$ Also gilt: $L_x = 0{,}28\, m \;\gg\; 0{,}01 \ldots 0{,}035\, m = \; L_z \;\; und \;\; L_x/L_y = 0{,}28\, m/0{,}434\, m = 0{,}65 \approx 1.$

In Anlage 1 finden sich Vorschläge für die hydrodynamische Einlauflänge in einem ebenen Kanal. Geschwindigkeitsprofil; maximale Geschwindigkeit und Widerstandsgesetz für den ebenen Kanal sind Anlage 2 zu entnehmen. Um die gemessenen Geschwindigkeiten in Spaltmitte des zu untersuchenden Wärmeübertragers einordnen zu können, ist es in Kapitel 7 relevant, zu ermitteln, ob der Ort der Geschwindigkeitsmessung im Bereich der sich entwickelnden oder der vollausgebildeten Strömung liegt: Wird die Geschwindigkeitsmessung im Bereich vollausgebildeter Strömung durchgeführt, wird in Spaltmitte die Maximalgeschwindigkeit gemessen, die nach entsprechender Gleichung in Anlage 2, Zeile 2 in die mittlere Geschwindigkeit umgerechnet werden muss, bevor sie zur Berechnung der Grenzschichtdicke herangezogen werden kann. Handelt es sich bei der Strömung am Messpunkt um eine unausgebildete, kann nach der Grenzschicht-Theorie davon ausgegangen werden, dass die unbeeinflusste Kernströmung an jedem Punkt im Kernquerschnitt gleich groß ist. Die gemessene Geschwindigkeit kann direkt zur Ermittlung der Grenzschichtdicken herangezogen werden.

Wie eingangs in Kapitel 3.3.1 erwähnt, verhalten sich die Grenzschichten bei Durchströmungen im Einlaufbereich wie jene bei der Umströmung von Körpern (Herwig und Schmandt 2015, 253): Die Strömung kann aufgeteilt werden in den reibungsfreien wandfernen Teil und den wandnahen Strömungsbereich, die Grenzschicht. In den Spalten des zu untersuchenden Wärmeübertragers wird die Entwicklung der Grenzschicht wie jene an einer ebenen Platte behandelt. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Geschwindigkeit der Kernströmung nicht derjenigen der unbeeinflussten Anströmung vor dem Wärmeübertrager wie bei einer Umströmung entspricht. Die Geschwindigkeit der Kernströmung ist durch die Einlaufverluste in die Spalte insgesamt geringer; durch die Verdrängungswirkung der Grenzschichten wird die Kernströmung in einem idealen Spalt außerdem in Laufrichtung – im Gegensatz zur Umströmung einer ebenen Platte – schneller als zu Beginn des Spalts.

Die Kernströmung im Spalt weicht auch in Bezug auf ihren Störgrad ab von der unbeeinflussten Außenströmung einer Umströmung: Sowohl der Einlauf in den Spalt als auch die Rauheit der Spaltwände respektive Wärmeübertragerplatten können zu einem erhöhten Störgrad der Kernströmung führen. Die Stegplatten sind aus Kunststoff (Polypropylen) gefertigt, deren äquivalente Sandrauheit etwa 0,01 mm beträgt (VDI 2013, 1224) (Schlichting et al. 2006, 531). In Kapitel 7.2.4 wird abhängig

von den gemessenen Spaltgeschwindigkeiten die Reynolds-Zahl bestimmt und darauf aufbauend eingeschätzt, ob sich die Spaltwandung hydraulisch glatt oder rau verhält. Auch der Aspekt des Störgrads der Anströmung, der sich aus dem stumpfen Einlauf in den Spalt ergibt, kann einen erheblichen Einfluss auf den Umschlagpunkt von laminarer zu turbulenter Grenzschicht nehmen.

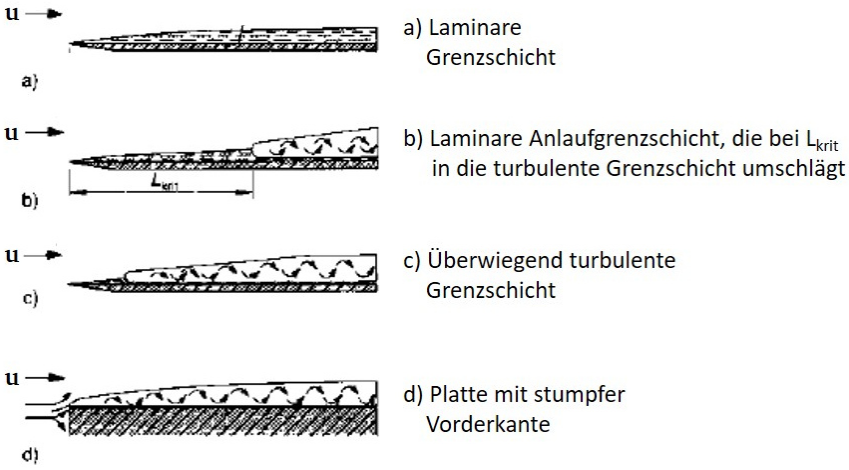


Abbildung 3-6: Grenzschicht-Entwicklung bei unterschiedlichen Einläufen (verändert nach Wagner 2015, 57)

In Abbildung 3-6 ist zu erkennen, dass das Verhalten der Grenzschicht im Einlaufbereich je nach Einlaufform zwischen vollständig laminar und fast vollständig turbulent variieren kann. Aufgrund der strömungsungünstigen Einlaufform der Wärmeübertrager-Platten (vgl. Abbildung 3-7) ist eine Entwicklung der Grenzschicht wie in Abbildung 3-6c anzunehmen. Der Einsatz einer Fadenharfe während der Messungen soll einen Einblick in das Verhalten der Anströmung vor dem Einlauf in den Wärmeübertager gewähren (vgl. Kapitel 7.2.4).

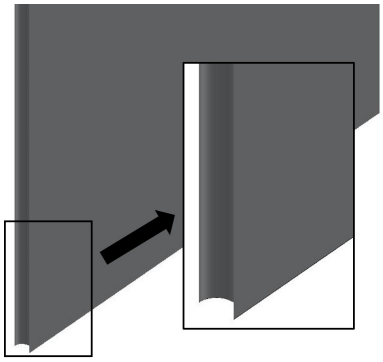


Abbildung 3-7: Form der Stegplatten am Einlauf in den Wärmeübertrager

Nach Wibel (2009, 30) nimmt auch das Seitenverhältnis im Kanal einen Einfluss darauf, wann die Transition von der laminaren zur turbulenten Grenzschicht vonstattengeht: Für $L_x = 0{,}28\,m$; $L_y = 0{,}010 \ldots 0{,}035\,m$, $also\ L_x/L_y = 0{,}28\,m/0{,}010\,m \ldots 0{,}28\,m/0{,}035\,m = 28 \ldots 8$ nimmt die kritische Reynolds-Zahl Werte zwischen 2475 und 2800 an. Die Reynolds-Zahlen für die verschiedenen Spaltbreiten sind Anlage 3 zu entnehmen.

4 Grundlagen der Wärmeübertagung

Die Grenzschicht-Theorie spielt vor allem bei der konvektiven Wärmeübertragung an einer Berandung eine wichtige Rolle und ist damit für die Betrachtung des Wärmeübergangs an einem Wärmeübertrager von Interesse (Baehr und Stephan 2019, 11). Wie die Grenzschichten – auch ganz allgemein das Strömungsgeschehen – und die Wärmeübertragung speziell zusammenhängen, wird in Kapitel 5 erläutert. Im Folgenden wird zunächst der Aspekt der Wärmeübertragung näher vorgestellt.

Dabei soll ganz zu Beginn die Thermodynamik vorgestellt werden: die Energielehre, die sich mit den verschiedenen Erscheinungsformen der Energie und ihren Umwandlungen beschäftigt. Sie beschreibt den energetischen Zustand eines thermodynamischen Systems, indem sie das System durch Systemgrenzen definiert und seine Zustands- und Prozessgrößen bestimmt. Wärme im thermodynamischen Kontext ist eine Erscheinungsform für Energie. Sie wird als Prozessgröße angesehen, da sie – wie (mechanische) Arbeit und Energie im Massenstrom - über die Systemgrenzen tritt und damit Energie in ein System oder aus einem System heraus transportieren kann. Dabei kann Wärme nur dann übertragen werden, wenn zwischen dem System und seiner Umgebung eine Temperaturdifferenz herrscht.

Während die Thermodynamik also *homogene Systeme* beschreibt und an ihnen festlegt, dass und wie viel Wärme übertragen wird, geht es in der Lehre der Wärmeübertragung als Kontinuumstheorie darum, die Übertragung in *räumlich ausgedehnten Feldern* und unter Berücksichtigung der Zeit zu erfassen. Nachfolgend werden sowohl die verschiedenen Arten der Wärmeübertragung als auch Berechnungsmethoden zur Ermittlung von Wärmeströmen vorgestellt.

4.1 Arten der Wärmeübertragung

Grundsätzlich kann die Wärmeübertragung auf drei Arten erfolgen: Strahlung, Wärmeleitung und konvektive Wärmeübertragung. Ihnen allen wird ein vorhandener Temperaturgradient vorausgesetzt.

Strahlung bezeichnet die Wärmeübertragung über elektromagnetische Wellen. Sie tritt auf, sobald ein Körper eine Temperatur über dem absoluten Nullpunkt aufweist. Ihr Wärmestrom kann durch folgenden Zusammenhang berechnet werden:

$$\dot{q}_{th} = \varepsilon_S \cdot \sigma \cdot {T_S}^4 \tag{4.1}$$

$\dot{q}_{th}$: Wärmestromdichte in W/m²
ε_S: Emissionsgrad des Strahlers
T_S: Temperatur des Strahlers in K[8]

σ: Stefan-Boltzmann-Konstante in $W/(m^2K^4)$
mit $\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}\ W/(m^2K^4)$

Dadurch, dass die Wärme über elektromagnetische Wellen übertragen wird, ist sie an kein materielles Trägermedium gebunden. Sie kann sowohl in fluiden Medien als auch im Vakuum transportiert werden; an Wärmeübertragern spielt sie allerdings nur eine vernachlässigbar kleine Rolle (Shah und Sekulić 2003, 538). In festen Materialien wird elektromagnetische Strahlung schon nach wenigen Mikrometern Laufweg absorbiert (ebd., 28).

In festen oder unbewegten fluiden Körpern erfolgt die Wärmeübertragung durch *Wärmeleitung* (auch: *molekularer Wärmetransport*). Der Transportmechanismus der Wärmeleitung fußt auf dem Impuls-

[8] Nach Konvention von Baehr und Stephan (2019, 2) werden Werte der Celsius-Skala mit ϑ und der Kelvin-Skala T mit angegeben.

austausch zwischen schwingenden benachbarten Atomen und Molekülen. Der Impulsaustausch fließt in die physikalische Größe Wärmeleitfähigkeit ein, mit deren Hilfe der Wärmestrom berechnet werden kann. Die sogenannte Allgemeine Fourier'sche Wärmeleitgleichung ist folgende:

$$\dot{q}_{th} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \tag{4.2}$$

dT: Temperaturdifferenz im Intervall dx in K

dx: Wegintervall normal zur Körperoberfläche in m

Speziell für eine ebene Wand und damit auch für die Platten des zu untersuchenden Wärmeübertragers gilt:

$$\dot{q}_{th} = \frac{\lambda}{s} \cdot (T_1 - T_2) \tag{4.3}$$

s: Dicke der Wand in m

T_1: Temperatur auf der einen Wandseite in K

T_2: Temperatur auf der anderen Wandseite in K

Von *Konvektion* oder *konvektiver Wärmeübertragung* wird gesprochen, wenn Wärme in einem bewegten Fluid übertragen wird. Dabei überlagern sich die makroskopische Teilchenbewegung (Bewegung von Molekülverbänden) – auch Advektion genannt (Shah und Sekulić 2003, 438) – und die mikroskopische Bewegung (Schwingung) der Atome oder Moleküle – also die Wärmeleitung. Bei der konvektiven Wärmeübertragung wird zwischen der freien und der erzwungenen Konvektion unterschieden. Die freie (oder: natürliche) Konvektion ist dadurch gekennzeichnet, dass das strömende Fluid aufgrund der Temperatur- und damit auch Dichteunterschiede eine Bewegung ausübt. Bei der erzwungenen Konvektion hingegen wird die Strömung „aufgezwungen", wie etwa durch eine Pumpe. Die erzwungene Konvektion spielt die maßgebende Rolle beim Wärmeübergang am zu untersuchenden Wärmeübertrager. Allgemein wird folgende Gleichung zur Berechnung des vom Fluid an die Wand übergehenden Wärmestroms herangezogen:

$$\dot{q}_{th} = \alpha \cdot (T_W - T_{Fl}) \tag{4.4}$$

α: Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2K)$

T_W: Temperatur der Wand in K

T_{Fl}: Temperatur des Fluids in K

Dadurch, dass hier Wärme sowohl in Form von Enthalpie (Schwingung der Moleküle oder Atome) als auch von kinetischer Energie (makroskopische Teilchenbewegung) transportiert wird, hängt der Wärmeübergang – und damit auch der Wärmeübergangskoeffizient - nicht nur von Stoffwerten des Fluids ab, sondern wird auch von Wandgeometrie und Parametern der Strömung wie Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenzgrad beeinflusst (VDI 2013, 20). Damit ist Konvektion Teil der Thermofluiddynamik und wird in Kapitel 5 näher beleuchtet. Der Wärmeübergangskoeffizient kann trotz seiner komplexen Abhängigkeiten verwendet werden, da für ihn Korrelationen empirisch bestimmt werden können.

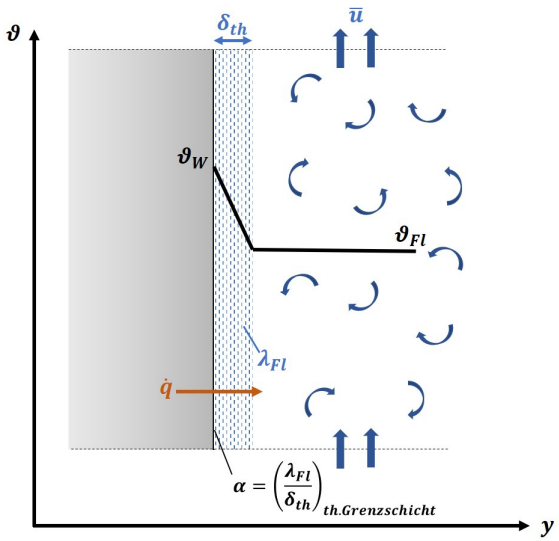


Abbildung 4-1: Konvektiver Wärmeübergang zwischen strömendem Fluid (rechts, von unten nach oben strömend) und Wand (links), (verändert nach Wagner 2015, 26)

Technisch besonders relevant ist die konvektive Wärmeübertragung an einer von einem Fluid umströmten Wand, wie es auch bei den experimentellen Untersuchungen der Fall ist. In Abbildung 4-1 wird anhand des qualitativ dargestellten Temperaturprofils ausgedrückt, dass der Wärmeübergang vor allem in der thermischen Grenzschicht abläuft (vgl. Kapitel 5.1). Dabei steht λ_{Fl} für die Wärmeleitfähigkeit des Fluids und δ_{th} für die Dicke der thermischen Grenzschicht.

4.2 Berechnungsmethoden der Wärmeübertragung

Treten die einzelnen Wärmeübertragungsarten nicht einzeln und unabhängig voneinander auf, ist eine Berechnung des Wärmestroms nicht über die aus dem vorangegangenen Kapitel vorgestellten Formeln möglich. Dann stehen vor allem jene zwei Ansätze zur Verfügung, die im Folgenden vorgestellt werden.

4.2.1 Wärmekapazitives Konzept

Der Ansatz leitet sich aus der Thermodynamik ab und beschreibt den zu- oder abgeführten Wärmestrom anhand der Enthalpieänderung im betrachteten Medium. Die Enthalpie eines Mediums wird durch Zu- und Abfuhr von Wärme – und ggf. Arbeit – verändert. Dabei ist es nicht ausschlaggebend, aufgrund welcher Ursache sich die Enthalpie ändert. Damit ist der Ansatz unabhängig davon, welche Übertragungsart eine Wärmübertragung verursacht; es geht lediglich darum, dass bzw. wie stark sich die Enthalpie im Medium ändert.

Der transportierte Wärmestrom kann durch folgendes Verhältnis beschrieben werden:

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m} \cdot \Delta h_e \tag{4.5}$$

$\dot{Q}_{th}$: Wärmestrom in W
$\dot{m}$: Massenstrom in kg/s
Δh_e: (Endliche) Spezifische Enthalpieänderung in J/kg

Die Änderung der spezifischen Enthalpie kann über die *spezifische Wärmekapazität* mit der Änderung der Temperatur in Verbindung gebracht werden; denn die spezifische Wärmekapazität ist bei konstantem Druck definiert als der Quotient aus infinitesimaler Enthalpiedifferenz zu infinitesimaler Temperaturdifferenz:

$$c_p = \left(\frac{\partial h_e}{\partial T}\right)_p \tag{4.6}$$

$\left(\frac{\partial h_e}{\partial T}\right)_p$: Ableitung der spezif. Enthalpie nach der Temperatur bei konstantem Druck in J/(kg K)

Bei hinreichend konstantem Wert für die spezifische Wärmekapazität in einem endlichen Temperaturbereich kann auch angenommen werden, dass

$$c_p = \left(\frac{\Delta h_e}{\Delta T}\right)_p \Leftrightarrow \Delta h_e = c_p \cdot \Delta T \tag{4.7}$$

ΔT: Endliche Temperaturänderung in K

gilt. Demnach kann der transportierte Wärmestrom berechnet werden durch:

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta \mathrm{T} \tag{4.8}$$

4.2.2 Wärmedurchgangs- und Wärmewiderstandskonzept

Dieser Ansatz kann vor allem bei komplexen Wärmeübertragungsaufbauten zwischen zwei Medien angewendet werden. Insbesondere konvektive und konduktive Prozesse werden unter diesem Ansatz zusammengefasst. Bei entsprechender Definition ist es allerdings auch möglich, Wärmeübertragungsprozesse durch Strahlung mit einzubeziehen.

Das Konzept des Wärmedurchgangs basiert darauf, den übertragenen Wärmestrom durch

$$\dot{q}_{th} = k \cdot \Delta \mathrm{T} \quad \text{bzw.} \tag{4.9}$$

$$\dot{Q}_{th} = k \cdot A \cdot \Delta \mathrm{T} \tag{4.10}$$

k: Wärmedurchgangskoeffizient in W/(m² K) A: Wärmeübertragungsfläche in m²
ΔT: Temperaturdifferenz zw. beiden Medien in K

zu quantifizieren. Analog zur Konvektion und Wärmeleitung hängt die Wärmestromdichte hier von einem Koeffizienten – im vorliegenden Fall vom Wärmedurchgangskoeffizienten k – und einer Temperaturdifferenz ab. Der Wärmedurchgangskoeffizient fasst dabei die beteiligten Wärmeleitfähigkeiten und Wärmeübergangskoeffizienten zusammen. Um den Wärmestrom zu ermitteln, muss demnach lediglich der Parameter k experimentell oder simulativ bestimmt werden. Die Temperaturdifferenz ΔT ist die Differenz zwischen Medium 1 und Medium 2. Sind ihre Temperaturen nicht konstant, sondern verändern sich über die Wärmeübertragungsfläche hinweg – wie es beim Wärmeübertrager der Fall ist – , müssen Hilfstemperaturdifferenzen zurate gezogen werden. Für den Wärmeübertrager wird dies in Kapitel 5.3.2 erläutert.

Alternativ zum Wärme*durchgang* kann der Wärmestrom auch durch den Wärme*widerstand* R beschrieben werden. Dabei gilt:

$$\dot{Q}_{th} = \frac{\Delta \mathrm{T}}{R} \; mit \; R = \frac{1}{k \cdot A} \tag{4.11}$$

5 Einführung in die Thermofluiddynamik

Aus den beiden vorherigen Kapiteln sind grundsätzliche Phänomene aus der Grenzschicht-Theorie und der Wärmeübertragung bekannt. Treten in Strömungen unterschiedliche Temperaturen auf, überlagern sich Strömungsgeschehen und Wärmetransport. Vor allem bei der in Kapitel 4.1 beschriebenen Konvektion ist dies der Fall. Was dort unter dem Wärmeübergangskoeffizienten zusammengefasst wurde, sind tatsächlich komplexe Mechanismen der Thermofluiddynamik: der Lehre vom Wärme- und Stofftransport in Strömungen.

Die Grenzschicht-Theorie nach Prandtl ist für die Wärmeübertragung bedeutend (Baehr und Stephan 2019, 11), da die Wärmeübertragung in der Strömung vom vorherrschenden Geschwindigkeitsprofil abhängt. Mithilfe der Grenzschicht-Theorie kann sowohl das Geschwindigkeits- als auch darauf aufbauend das Temperaturprofil an Wänden beschrieben werden.

Der konvektiv übertragene Wärmestrom wird über das Produkt von Wärmeübergangskoeffizient und entsprechender Temperaturdifferenz definiert. Wird der Wärmeübergangskoeffizient in einen thermofluiddynamischen Kontext gesetzt, ist er theoretisch berechenbar: Hierfür wird davon ausgegangen, dass Wärme in unmittelbarer Wandnähe – in der die Geschwindigkeit zu Null wird – ausschließlich über Wärmeleitung transportiert wird. Angelehnt an Gleichung 4.2 gilt hier demnach:

$$\dot{q}_{th,W} = -\lambda_{Fl,W} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_W \tag{5.1}$$

$\lambda_{Fl,W}$: Wärmeleitfähigkeit des Fluid bei Wandtemperatur in W/(mK)

$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_W$: Temperaturprofil-Steigung in Wandnähe in K/m

Über ebendiesen Zusammenhang und Gleichung 4.4 kann der Wärmeübergangskoeffizient dann folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$\alpha = -\lambda \cdot \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_W}{T_W - T_F} \tag{5.2}$$

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ist also die Kenntnis des Temperaturfelds des Fluids notwendig, welches wiederum vom Geschwindigkeitsfeld abhängt. Mit der Steigung des Temperaturprofils an der Wand wird in der Gleichung der Umstand angedeutet, dass es analog zur Strömungsgrenzschicht auch eine Temperaturgrenzschicht geben muss, die im folgenden Unterkapitel näher beleuchtet wird.

5.1 Temperaturgrenzschicht

Beispielhaft wird in Abbildung 5-1 gezeigt, wie sich Geschwindigkeits- und Temperaturprofil in einer laminaren Strömung an einer ebenen Wand mit konstanter Wandtemperatur ausbilden. Dabei ist zu sehen, dass für große Reynolds-Zahlen nicht nur die Geschwindigkeit Grenzschicht-Charakter besitzt, sondern sich auch die Temperatur entsprechend verhält.

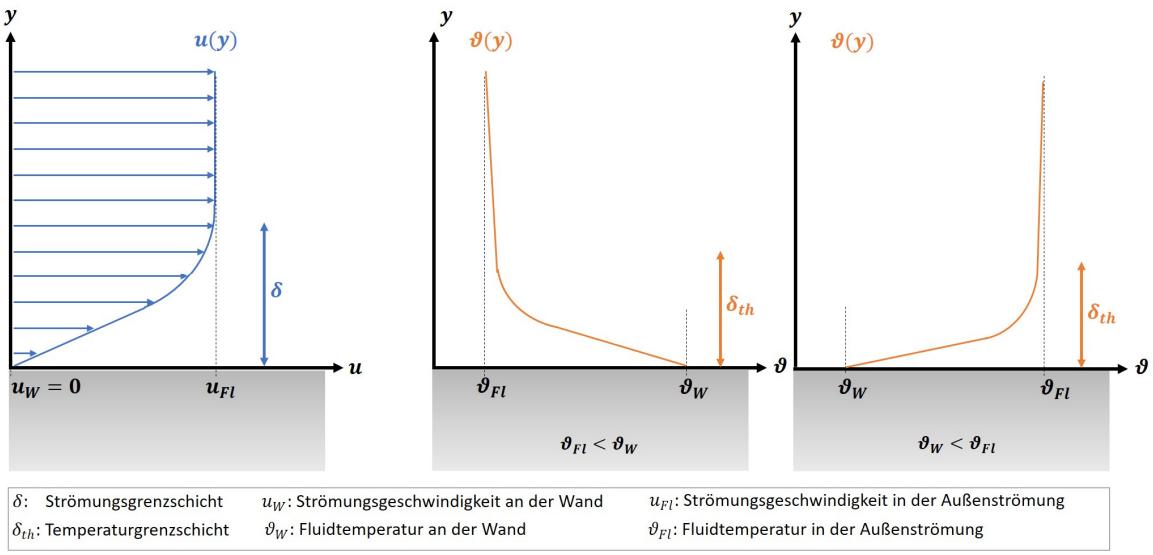


Abbildung 5-1: Strömungs- (links) und Temperaturgrenzschicht (rechts) (verändert nach VDI 2013, 20)

In der sogenannten *Temperaturgrenzschicht* oder auch *thermischen Grenzschicht* treten im wandnahen Bereich große Temperaturgradienten auf. Analog zur Strömungsgrenzschicht (vgl. Kapitel 3.1) gilt auch für thermische Grenzschichten, dass innerhalb der Grenzschicht konvektiver wie auch diffusiver Energietransport eine Rolle spielt, während Energie außerhalb der Grenzschicht fast ausschließlich konvektiv transportiert wird (Schlichting et al. 2006, 213).

Die thermische Grenzschichtdicke δ_{th} entspricht der Dicke einer *fiktiven*, unbeweglichen Fluidschicht an der Wand, wie sie auch in Formel 5.1 angenommen wurde (VDI 2013, 21). Für sie gilt näherungsweise (ebd., 21):

$$\delta_{th} \approx \frac{\lambda}{\alpha} \tag{5.3}$$

Da sich der Temperaturverlauf auch in dem Sinne wie der Geschwindigkeitsverlauf verhält, dass er sich asymptotisch der unbeeinflussten Fluidtemperatur annähert, wird von bspw. Baehr und Stephan (2019, 314) wie auch Polifke und Kopitz (2009, 210) für die Grenzschichtdicke jener Abstand vorgeschlagen, bei dem die Temperaturdifferenz $T(y) - T_{Fl}$ schließlich 99 % der ursprünglichen Temperaturdifferenz $T_W - T_{Fl}$ erreicht.

Analog zur Ausbildung der Strömungsgrenzschicht (vgl. Kapitel 3.2.1) entwickelt sich auch die thermische Grenzschicht entlang der Wandung. Sie bildet sich an der Einlaufstelle, beginnt dort also sehr dünn mit maximaler Temperaturdifferenz und wächst stromab weiter an mit abnehmendem Temperaturgradienten. Bis zur Stelle, ab der sich die Dicke der thermischen Grenzschicht stromab nicht mehr ändert, wird vom thermischen Einlauf gesprochen. Je nach Literatur wird die Einlaufstrecke im Rohr auf etwa 10 bis 60 Durchmesser (ebd., 28) bzw. im Kanal auf etwa 30 bis 40 hydraulische Durchmesser (Shah und Sekulić 2003, 502) geschätzt. Die Temperaturgrenzschicht kann als thermischer Widerstand interpretiert werden: Je dünner die Grenzschicht ist, desto geringer ist auch der thermische Widerstand und desto größer ist also der Wärmeübergangskoeffizient (Shah und Sekulić 2003, 428). Mit der Ausbildung der thermischen Grenzschicht verändert sich demnach auch das thermische Widerstandsverhalten.

Dass sich die thermische Grenzschicht stromab nicht mehr ändert, sondern ein vollausgebildetes Temperaturprofil entsteht, ist an einer ebenen Platte kaum möglich, da die Grenzschichtentwicklung hier nicht begrenzt wird. Vielmehr gilt es in *Rohren* oder *Kanälen* mit konstanter Wandtemperatur oder konstantem Wärmestrom, zwischen einem sich entwickelnden und einem vollausgebildeten Temperaturprofil zu unterscheiden. Analog zur begrenzten Entwicklung der hydrodynamischen Grenzschicht (vgl. Kapitel 3.3.1) kann die thermische Grenzschicht nur solange wachsen, bis sie mit der Grenzschicht der gegenüberliegenden Rohrberandung zusammenwächst. Sobald sie zusammengewachsen sind, ändert sich das Temperaturprofil nicht mehr und ist voll ausgebildet. Dann strebt auch der Wärmeübergangskoeffizient einem konstanten Wert zu (Polifke und Kopitz 2009, 440). Die Entwicklung der Temperaturgrenzschicht und damit auch des Temperaturprofils für den laminaren Fall ist nachfolgend abgebildet.

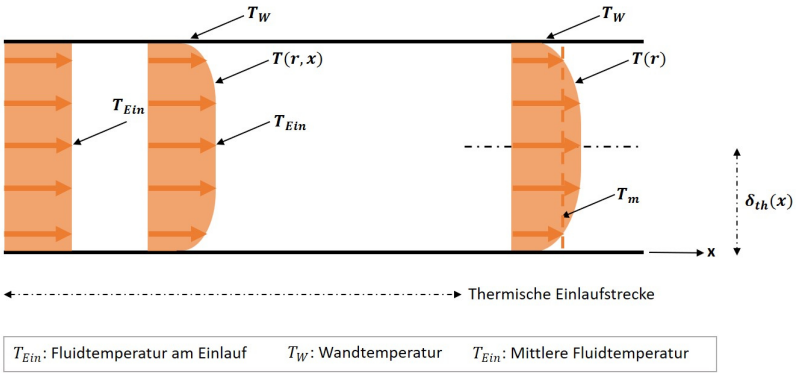


Abbildung 5-2: Thermischer Einlauf im Rohr bzw. Kanal (verändert nach Oertel jr. 2017, 427)

Dass in der Literatur fast ausschließlich laminare Strömungen behandelt werden, stellen unter anderem Voigt und Herwig (1995, 66) fest und analysieren turbulente Kanalströmungen – insbesondere ihren Einlaufbereich – strömungs- und wärmetechnisch. In ihren Untersuchungen werden dabei Kanäle mit konstanter Wandtemperatur bzw. konstantem Wärmestrom angenommen. Voigt und Herwig (1995, 68) konstatieren, die „Physik turbulenter Strömungen unterscheide[] sich fundamental von der im laminaren Fall“ und beziehen sich hier vor allem auf den Aspekt konvektiver und diffusiver Energieübertragung, der zu Beginn dieses Kapitels erwähnt worden ist. Im Einlaufbereich *turbulenter* Kanalströmungen entwickeln sich Geschwindigkeits- und Temperaturprofil wie in nachfolgender Abbildung. Dabei wird, wie auch in Kapitel 5.2 erläutert wird, davon ausgegangen, dass bei Prandtl-Zahlen der Größenordnung O(1) bei Temperaturfeldern die gleiche Mehrschichtenstruktur vorherrscht wie bei den Geschwindigkeitsfeldern (ebd., 69 u. 72).

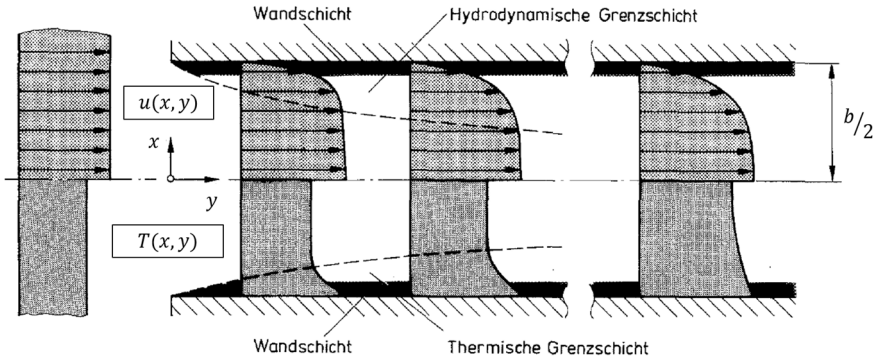


Abbildung 5-3: Ausbildung des Geschwindigkeits- und Temperaturprofils im Einlaufbereich einer turbulenten Kanalströmung (verändert nach Voigt und Herwig 1995, 67)

Dadurch, dass in turbulenten Strömungen die Geschwindigkeitsprofile an der Berandung steiler und die Wandschubspannungen größer sind, ist auch das Temperaturprofil im turbulenten Fall fülliger als im laminaren Fall. Damit werden in turbulenten Strömungen größere Wärmeströme als in laminaren Strömungen an die Berandungen übertragen. Turbulente Strömungen sind also besser für eine Wärmeübertragung geeignet als laminare, wobei die besseren Wärmeübertragungsfähigkeiten auch mit einem höheren Strömungswiderstand einhergehen, was in vielen technischen Anwendungen auch höhere Kosten durch größere Pumpen bedeutet (Baehr und Stephan 2019, 374).

Kosten für experimentelle Untersuchungen spielen auch z.B. bei der Bestimmung eines Wärmeübergangskoeffizienten eine Rolle. Sollen die Erkenntnisse später auf reale Anwendungen übertragen werden können, scheint die Anzahl der zu untersuchenden Parameter groß – geht es doch um geometrische Größen, Strömungsparameter wie die Geschwindigkeiten oder um diverse Materialeigenschaften des Fluids wie Dichte, Viskosität, Wärmeleitfähigkeit, spezifische Wärmekapazität. Mithilfe der Ähnlichkeitstheorie[9] können die Einflussparameter verringert werden, wenn geeignete dimensionslose Kennzahlen vorhanden sind. In der Thermofluiddynamik bedarf es neben der geometrischen Ähnlichkeit die Gleichheit derjenigen Kennzahlen, die im folgenden Unterkapitel vorgestellt werden und über die Entdimensionierung der thermischen Energiegleichung gefunden werden.

5.2 Thermofluiddynamische Kennzahlen

Die thermische Energiegleichung für eine ebene (zweidimensionale) Grenzschicht mit konstanten Stoffwerten wird für den laminaren (Formel 5.4) und den turbulenten Fall (Formel 5.5) nach Schlichting et al. (2006, 213 u. 514) wie folgt beschrieben:

$$\varrho \cdot c_p \cdot \left(u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y}\right) = \lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + \Phi \tag{5.4}$$

$$\varrho \cdot c_p \cdot \left(\bar{u} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right) = -\frac{\partial}{\partial y} \cdot \left(-\lambda \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \varrho \cdot c_p \cdot \overline{v' \cdot T'}\right) + \Phi_t \tag{5.5}$$

$\bar{T}$: Mittlere Temperatur einer turbulenten Strömung in K

v' : Geschwindigkeitsfluktuationen in y-Richtung in m/s

T': Temperaturfluktuationen in K

Φ_t: Dissipationsfunktion einer laminaren bzw. turbulenten Strömung in W/m³

Mit der Annahme konstanter Stoffwerte wird impliziert, dass das Temperaturfeld (beschrieben über die thermische Energiegleichung) vom Geschwindigkeitsfeld (vgl. Kapitel 3c) entkoppelt ist: also zuerst das Geschwindigkeitsfeld berechnet wird und im Anschluss daran das Temperaturfeld bestimmt werden kann. Der Vollständigkeit halber wird in Anlage 4 erläutert, was bei einer Koppelung von Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld zu beachten ist.

Werden die in der Formel 5.4 enthaltenen Größen nun entdimensioniert und der Grenzschichttransformation mit $Re \rightarrow \infty$ unterzogen (vgl. Kapitel 3.2.2), ergibt sich nachstehende Gleichung:

$$u^* \cdot \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + \bar{v} \cdot \frac{\partial T^*}{\partial\, {y_t}^*} = \frac{1}{Pr} \cdot \frac{\partial^2 T^*}{\partial \bar{y}^2} + Ec \cdot \left(\frac{\partial u^*}{\partial \bar{y}}\right)^2 \tag{5.6}$$

Pr: Prandtl-Zahl

Ec: Eckert-Zahl

[9] Die Ähnlichkeitstheorie besagt, dass ein physikalisches Problem unabhängig vom gewählten Maßstab gelöst werden können muss, wenn es durch entsprechende dimensionslose Variablen dargestellt werden kann.

Neben der **Reynolds-Zahl** sind also die Prandtl- wie auch die Eckert-Zahl relevante Kennzahlen.

Die dabei auftauchende **Prandtl-Zahl** Pr mit

$$Pr = \frac{\nu}{a} \tag{5.7}$$

a: Temperaturleitfähigkeit in m²/s

ist eine reine Stoffgröße (temperaturabhängig, druckabhängig) und beschreibt das Verhältnis von kinematischer Zähigkeit und Temperaturleitfähigkeit. Dieses Stoffverhältnis ist ein Maß für den diffusiven Impulstransport im Vergleich zum diffusiven Wärmetransport.

Mit Kenntnis dieses Stoffverhältnisses kann eine qualitative Aussage über das Verhältnis der Strömungs- zur Temperaturgrenzschicht getätigt werden: Ist die (diffusive) Impulstransporteigenschaft sehr groß, reicht auch der impulsvermindernde Einfluss der Wand weit in die Strömung hinein und die Strömungsgrenzschichtdicke wird verhältnismäßig groß. Analog dazu wird die Dicke der Temperaturgrenzschicht groß, wenn die (diffusive) Wärmetransporteigenschaft sehr groß ist. Damit gibt die Prandtl-Zahl als Verhältnis der beiden diffusiven Transporteigenschaften auch ein qualitatives Maß für deren Grenzschichtdicken. Ist also die Größenordnung der Prandtl-Zahl etwa Eins, sind sich die beiden Grenzschichtdicken sehr ähnlich. Ist die Prandtl-Zahl sehr klein, ist die Temperaturgrenzschicht sehr viel dicker als die Strömungsgrenzschicht. Umgekehrt verhält es sich bei einer sehr großen Prandtl-Zahl. Dies gilt sowohl in der laminaren Grenzschicht (Schlichting et al. 2006, 219) als auch in der turbulenten (ebd., 607). Für turbulente Strömungen wird zusätzlich zur (molekularen) Prandtl-Zahl eine turbulente Prandtl-Zahl $Pr_t = \nu_t / a_t$ definiert, die zur Berechnung der Grenzschichtströmungen benötigt wird. Sie beträgt in der Nähe der viskosen Wandschichten etwa 0,87 und wird als konstant angesehen; häufig wird dies auch für die gesamte turbulente Strömung angenommen (ebd., 569).

Die **Eckert-Zahl**

$$Ec = \frac{u^2}{c_p \cdot \Delta T} \tag{5.8}$$

als Verhältnis der kinetischen Energie zur thermischen Enthalpiedifferenz ist ein Maß für die Dissipation in der Strömung. Da sie zum Quadrat der Geschwindigkeit proportional ist, ist sie bei kleinen Geschwindigkeiten allerdings vernachlässigbar (Schlichting et al. 2006, 214).

Reynolds- und Prandtl-Zahl (sowie im Falle hoher Geschwindigkeiten auch die Eckert-Zahl) sind also thermofluiddynamische Kennzahlen für die konvektive Wärmeübertragung in Strömungen und sind damit auch diejenigen Kennzahlen, von denen die Nusselt-Zahl in turbulenter Strömung[10] abhängig ist (VDI 2013, 22). Die Nusselt-Zahl Nu mit

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \tag{5.9}$$

L: Charakteristische Länge in m

kann als entdimensionierter Wärmeübergangskoeffizient interpretiert werden. Sie beschreibt den konvektiven Wärmeübergang zwischen dem strömenden Fluid und der festen Berandung, indem sie den Wärmeübergangskoeffizienten zur Wärmeleitfähigkeit ins Verhältnis setzt.

[10] In laminarer Strömung ist die Nusselt-Zahl zudem abhängig von thermischen Randbedingungen, weiteren Strömungsparametern und geometrischen Verhältnissen (z.B. Stromführung) (Shah und Sekulić 2003, 446).

Da zumeist ein Wärmeübergangskoeffizient kaum zu berechnen ist, sind für bestimmte Standardfälle empirisch ermittelte Nusselt-Beziehungen im VDI-Wärmeatlas zu finden, auf deren Grundlage Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt werden können. Über die Lauflänge konstant ist die Nusselt-Zahl in der vollausgebildeten Strömung, nicht aber im thermischen Einlauf: Hier weisen die Nusselt-Zahlen höhere Werte auf als in der ausgebildeten Strömung – auch unter Berücksichtigung der Tatsache, dass die Strömung zu Beginn laminar und im ausgebildeten Zustand turbulent ist (Shah und Sekulić 2003, 505) (Hahnemann 1967, 12).

Da in technischen Anwendungen wie Wärmeübertragern die Strömung sowohl laminar als auch turbulent vorkommt, die Strömung ganz unterschiedlich geführt sein kann und verschiedene thermische Randbedingungen vorherrschen können, ist hier eine Berechnung des Wärmestroms über die in Kapitel 4 eingeführten Formeln nicht direkt möglich. Es bedarf einiger Anpassungen, die im folgenden Unterkapitel vorgestellt werden.

5.3 Wärmeübertrager

Wärmeübertrager[11] sind Apparate, die Wärme vom wärmeren Medium an ein kühleres übertragen. Dabei sind prinzipiell zwei Bauarten zu unterscheiden: die Regeneratoren und die Rekuperatoren. Während Regeneratoren der Energiespeicherung dienen, Wärme also diskontinuierlich vom Medium 1 ans Medium 2 abgeben, sind Rekuperatoren darauf ausgelegt, die Wärme kontinuierlich zu übertragen. In den experimentellen Untersuchungen vorliegender Arbeit wird ein Rekuperator eingesetzt, daher konzentriert sich dieses Unterkapitel auf das Konzept des Rekuperators.

Die Wärmeübertragungssituation in Wärmeübertragern sieht meist derart aus: Das Fluid höherer Temperatur strömt an einer Berandung entlang; dabei wird die Wärme des Fluids konvektiv an die Berandung übertragen. Über Wärmeleitung tritt die Wärme durch den Körper, bis sie auf der anderen Seite der Berandung vom vorbeiströmenden Fluid niedrigerer Temperatur wieder konvektiv aufgenommen wird. Dabei können die geometrischen Verhältnisse, die Stromführung und damit auch thermischen Bedingungen erheblich variieren. Daher ist eine für unterschiedliche Wärmeübertrager einheitliche Berechnung des übertragenen Wärmestroms nicht möglich. Auch pro Wärmeübertrager finden sich diverse Aspekte, die eine Berechnung erschweren. Dadurch dass sich beispielsweise die Temperaturdifferenzen zwischen den Fluiden lokal ändern, gibt es für die Wärmestromberechnung keine einheitliche Differenz zweier Temperaturen. Je nach geometrischen Verhältnissen für die Wärmeübertragung und dem Turbulenzverhalten der Strömung variieren auch die Wärmeübergangskoeffizienten und es ist schwierig, einen signifikanten Wärmedurchgangskoeffizienten k tatsächlich zu berechnen. In Kapitel 5.3.2 wird vorgestellt, welche Möglichkeiten sich zur Berechnung des Wärmestroms in Wärmeübertragern bieten. Zuvor (Kapitel 5.3.1) sollen hierfür relevante Unterscheidungen zwischen Wärmeübertragern beleuchtet werden.

5.3.1 Ausführungen von Wärmeübertragern

Wärmeübertrager kommen in verschiedenen Bauarten vor. Diese unterscheiden sich vor allem in der Stromführung, die ihrerseits in individuellen Temperaturverläufen resultiert. Einige Temperaturverläufe sind in Abbildung 5-4 über der Wärmeübertragungsfläche A dargestellt.

[11] Der Begriff „Wärmeübertrager“ löst den des „Wärmetauschers“ ab, da nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik Wärme lediglich in eine Richtung – und zwar von einem Medium höherer Temperatur auf ein Medium geringerer Temperatur – übergehen und nicht ‚getauscht‘ werden kann.

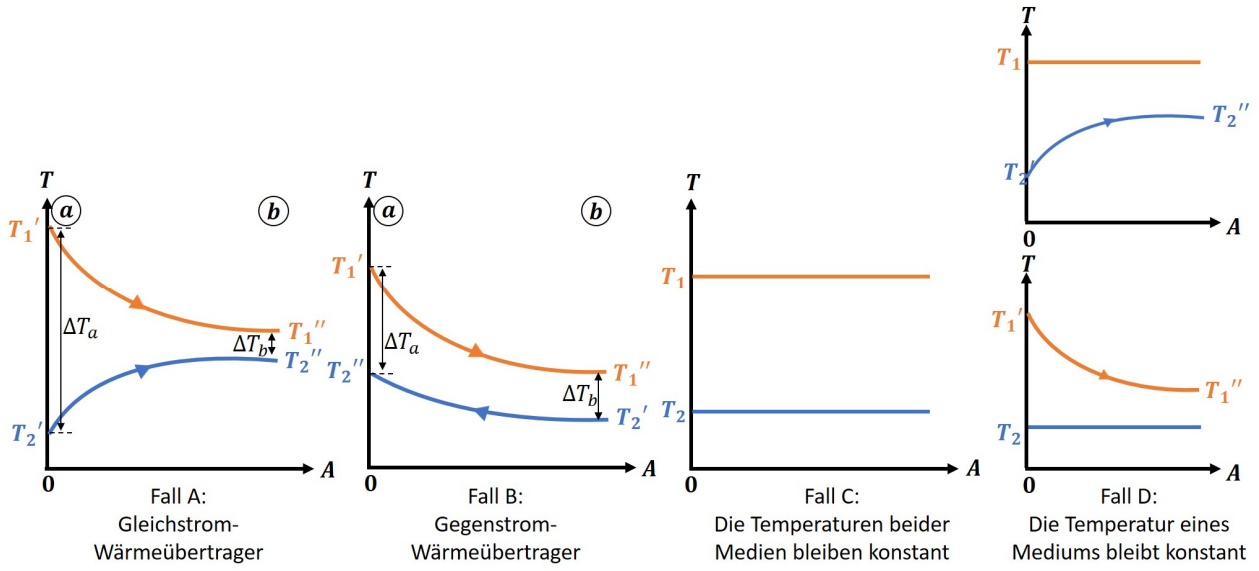


Abbildung 5-4: Darstellung unterschiedlicher Temperaturverläufe in Wärmeübertragern

Dabei wird nach Konvention von Baehr und Stephan (2019, 45) mit 1 das wärmere Fluid und mit 2 das kühlere bezeichnet. Ein Strich (‘) kennzeichnet die Einlauftemperatur und zwei Striche (“) markieren die Austrittstemperatur. Die Temperaturverläufe in Fall A und B sind unterschiedlichen Stromführungen geschuldet. Die Temperaturverläufe C und D liegen in den Eigenschaften der Fluide begründet.

Fall C zeigt eine Situation, in der beide Fluide ihre Temperatur konstant halten. Eine über die Wärmeübertragung hinweg konstante Temperatur ist möglich, wenn das Fluid einen Phasenwechsel vollzieht (gasförmig zu flüssig oder flüssig zu gasförmig), oder ist annähernd möglich, wenn das Medium ein sehr großes Volumen einnimmt (z.B. die Beheizung eines sehr großen Raums). Fall C kann beispielsweise die Beheizung eines solchen Raums mittels kondensierenden Dampfs darstellen. In Fall D bleibt eines der Medien auf konstanter Temperatur; dies ist zum Beispiel möglich, indem dieses Medium einen Phasenwechsel vollzieht und dabei Wärme an ein Medium abgibt oder von ihm aufnimmt, welches in *einem* Aggregatzustand verweilt.

Die Temperaturverläufe in Fall A und B sind, wie erwähnt, der Stromführung geschuldet. Dabei stellt Fall A einen **Gleichstrom-Wärmeübertrager** dar. Bei einem Gleichstrom-Wärmeübertrager strömen beide Fluide – durch eine Wand getrennt – parallel zueinander in die *gleiche* Richtung, während die Wärme vom wärmeren Fluid auf das kühlere übergeht. Die Temperaturen der Fluide nähern sich entsprechend entlang des Laufwegs einander an. Diese Stromführung weist die geringste Wärmeübertrager-Effektivität auf: Bei gleicher Wärmeübertragungsfläche wird also weniger Wärme übertragen bzw. wird für den gleichen Wärmestrom eine größere Wärmeübertragungsfläche benötigt als für andere Wärmeübertrager-Bauarten. Diese Ausführungsform wird z.B. dann eingesetzt, wenn das Material des Wärmeübertragers temperaturempfindlich ist, da Gleichstrom-Wärmeübertrager geringere absolute Temperaturen aufweisen als die meisten anderen Apparate (Shah und Sekulić 2003, 59).

Der **Gegenstrom-Wärmeübertrager** wird in Fall B widergespiegelt. Hier strömen die beiden Fluide in die sich *entgegengesetzten* Richtungen und erreichen damit die größten Temperaturänderungen. Diese Stromführung ist den anderen thermodynamisch gesehen überlegen (sie hat die höchste Wärmeübertrager-Effektivität), denn sie hat wegen der geringen mittleren Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden die geringsten Exergieverluste (Stephan et al. 2013, 448).

Der Gegenstrom- wie auch der Gleichstrom-Wärmeübertrager werden als sogenannte Parallelströmer bezeichnet, weil die in ihnen auftretenden Fluide parallel (in gleicher oder entgegengesetzter Richtung) aneinander vorbeiströmen. Sie bilden damit eine eindimensionale Situation ab, da sich ihre Temperaturverläufe nur in x-Richtung (Laufrichtung) ändern. Neben den Parallelströmern können Wärmeübertrager auch als Kreuzstrom-Wärmeübertrager oder in verschiedenen Mischformen (z.B. Kreuzgegenstrom) ausgeführt werden. Beim **Kreuzstrom-Wärmeübertrager** strömen die beiden Fluide nicht parallel, sondern zueinander senkrecht aneinander vorbei. Die Effektivität dieser Wärmeübertrager-Bauart liegt zwischen der des Gleichstrom- und des Gegenstrom-Wärmeübertragers. Die Temperaturverläufe der beiden Fluide verändern sich nun nicht mehr nur entlang einer Koordinate, sondern bilden einen zweidimensionalen Verlauf wie in Abbildung 5-5. Hier erfährt jedes Fluidteilchen eine unterschiedliche Temperaturänderung.

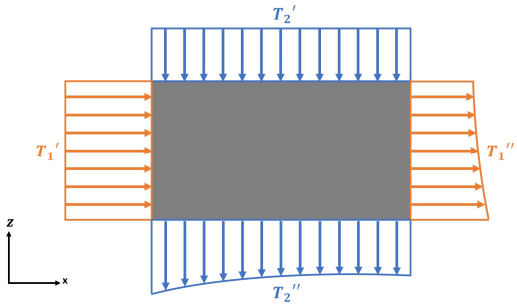


Abbildung 5-5: Temperaturverlauf eines Kreuzstrom-Wärmeübertragers (verändert nach Shah und Sekulić 2003, 61)

Unabhängig von seiner Bauart sind für die Auslegung eines Wärmeübertragers verschiedene Kennzahlen von Bedeutung, mithilfe derer die Betriebscharakteristik abgebildet werden kann:

- die dimensionslosen Temperaturänderungen $\phi_1 = \frac{T_1'-T_1''}{T_1'-T_2'}$ und $\phi_2 = \frac{T_2''-T_2'}{T_1'-T_2'}$,
- das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme $\frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}$ mit $\dot{C}_1 = \dot{m}_1\, c_{p,1}$ und $\dot{C}_2 = \dot{m}_2\, c_{p,2}$
- die Anzahl der Übertragungseinheiten („number of transfer units“) $NTU_1 = \frac{k\,A}{\dot{C}_1}$ und $NTU_2 = \frac{k\,A}{\dot{C}_2}$,
- der Wirkungsgrad des Wärmeübertragers $\varepsilon_W = \frac{\dot{Q}_{th}}{\dot{Q}_{th,max}}$

Dabei entspricht der Wärmekapazitätsstrom $\dot{C}$ multipliziert mit der Temperaturdifferenz des entsprechenden Fluid dem vom Fluid aufgenommenen oder abgegebenen Wärmestrom, wie es auch nach Formel 4.8 (Enthalpieänderung) geschieht.

Auf Grundlage dieser Kennzahlen, der Kenntnis der verschiedenen Stromführungen und den Zusammenhängen aus den Formeln 4.8 und 4.10 finden sich verschiedene Wege zur Berechnung der in Wärmeübertragern transportierten Wärmeströme. Diese sollen im nachfolgenden Unterkapitel vorgestellt werden.

5.3.2 Berechnungsmethoden von Wärmeübertragern

Wie zu Beginn des Kapitels 5.3 erwähnt, liegen der Ermittlung (pro Zeit) übertragener Wärme in Wärmeübertragern einige Hindernisse zugrunde. Über die (pro Zeit) aufgenommene oder abgegebene Wärme eines Fluids und der Annahme, dieselbe Wärme würde vom anderen Fluid aufgenommen werden oder wäre von diesem ausgegangen, kann auf den Wärmestrom rückgeschlossen werden. Soll der Wärmestrom zwischen den Fluiden direkt ermittelt werden, gibt es verschiedene Möglichkeiten. Im Folgenden werden mehrere Ansätze erwähnt, wovon der gängige Ansatz zur mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz eingehender behandelt werden soll.

Die ε-NTU-Methode basiert auf folgendem Zusammenhang (Shah und Sekulić 2003, 114):

$$\dot{Q}_{th} = \varepsilon_W \cdot \dot{C}_{min} \cdot \Delta T_{max} = \varepsilon_W \cdot \dot{C}_{min} \cdot (T_1{}' - T_2{}') \tag{5.10}$$

$\dot{C}_{min} = \min(\dot{C}_1; \dot{C}_2)$: Der schwächere der beiden Wärmekapazitätsströme in W/K

Um hierüber den Wärmestrom ermitteln zu können, muss der Wirkungsgrad des Wärmeübertragers ε_W bekannt sein. Er ist ein dimensionsloser Parameter, der von den Größen NTU, $\dot{C}_1/\dot{C}_2$ und der Stromführung abhängt.

Die ϕ-NTU-Methode nutzt nicht den Wärmeübertrager-Wirkungsgrad, sondern den Temperatur-Wirkungsgrad, um hierüber den maximalen Wärmestrom auf den real übertragenen Wärmestrom zu reduzieren (Shah und Sekulić 2003, 139):

$$\dot{Q}_{th} = \phi_1 \cdot \dot{C}_1 \cdot \Delta T_{max} = \phi_2 \cdot \dot{C}_2 \cdot \Delta T_{max} \tag{5.11}$$

Einen weiteren Ansatz stellt die ϕ_1- ϕ_2-Methode dar. Diese Methoden werden hier allerdings nicht weiter aufgeführt. Es wird an dieser Stelle auf einschlägige Literatur wie Shah und Sekulić (2003, 97ff.) verwiesen.

Die Methode der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz basiert prinzipiell auf Gleichung 4.10. Doch ist sie nicht unmittelbar anwendbar, da unklar ist, was im Falle von Wärmeübertragern die maßgebende Temperaturdifferenz ist. Wie Fall A und B in Abbildung 5-4 zeigen, ist die Temperaturdifferenz zwischen beiden Fluiden an jeder Stelle im Wärmeübertrager in x-Richtung unterschiedlich. Gesucht ist also eine mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m, die die Temperaturdifferenzen über der gesamten Übertragungsfläche repräsentiert: das bedeutet, dass sich die Flächen zwischen den Temperaturverläufen über die gesamte Wärmeübertragungsfläche gleichen sollen, wie es Abbildung 5-6 veranschaulicht.

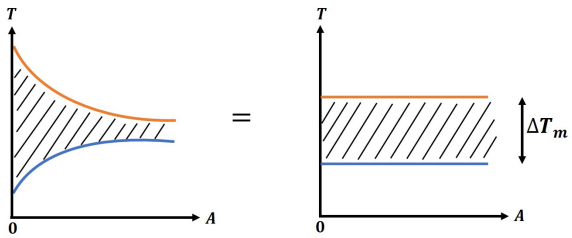


Abbildung 5-6: Überführung der unterschiedlichen Temperaturdifferenzen in eine mittlere Temperaturdifferenz

Mathematisch formuliert sieht dieser Zusammenhang wie folgt aus (Baehr und Stephan 2019, 54):

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \cdot \int (T_1 - T_2)\ dA \tag{5.12}$$

Wie einschlägige Literatur zeigt, lässt sich jene mittlere Temperaturdifferenz für Gleichstrom- und Gegenstrom-Wärmeübertrager als mittlere logarithmische Temperaturdifferenz darstellen, wenn folgende Annahmen getroffen werden (VDI 2013, 40):

- Die Stromführung sei ideal parallel.
- Der Wärmeübertrager werde im stationären Zustand betrieben.
- Der Wärmeübertrager arbeite verlustfrei.
- Veränderungen der kinetischen und potenziellen Energien seien vernachlässigbar.
- Wärmeleitung und Vermischung in Strömungsrichtung seien vernachlässigbar.
- Die spezifischen Wärmekapazitäten seien (mit Ausnahme von Phasenwechseln) konstant.
- Der Wärmedurchgangskoeffizient sei konstant.

Dabei ist die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_{ml} folgendermaßen definiert:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad \text{(allgemein)} \tag{5.13}$$

$$\Delta T_{m,gl} = \Delta T_{ml,gl} = \frac{(T_1{}' - T_2{}') - (T_1{}'' - T_2{}'')}{ln\left(\frac{T_1{}' - T_2{}'}{T_1{}'' - T_2{}''}\right)} \quad \text{(Gleichstrom)} \tag{5.14}$$

$$\Delta T_{m,gn} = \Delta T_{ml,gn} = \frac{(T_1{}' - T_2{}'') - (T_1{}'' - T_2{}')}{ln\left(\frac{T_1{}' - T_2{}''}{T_1{}'' - T_2{}'}\right)} \quad \text{(Gegenstrom)} \tag{5.15}$$

ΔT_a: Temperaturdifferenz an Stelle a in Abbildung 5-4 in K

ΔT_b: Temperaturdifferenz an Stelle a in Abbildung 5-4 in K

$\Delta T_{ml,gl}$: Mittl. logarithm. Temperaturdifferenz für Gleichstrom

$\Delta T_{ml,gn}$: Mittl. logarithm. Temperaturdifferenz für Gegenstrom

Für Gleichstrom- und Gegenstrom-Wärmeübertrager kann der Wärmestrom also mit nachstehender Gleichung berechnet werden:

$$\dot{Q}_{th} = k \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \tag{5.16}$$

Ist der Wärmestrom bekannt, gibt dieser Zusammenhang die Möglichkeit, den Wärme*durch*gangskoeffizienten k zu bestimmen. Dies kann dann notwendig werden, wenn die geometrischen Verhältnisse im Wärmeübertrager keine Berechnung über parallel oder seriell geschaltete Wärmewiderstände zulässt bzw. hierin enthaltene Wärme*über*gangskoeffizienten nicht über Standardfälle im VDI-Wärmeatlas bestimmt werden können.

Gleichung 5.16 erlaubt es, Aussagen über *ideale* Gleichstrom- und Gegenstrom-Wärmeübertragern zu treffen. Aufgrund unterschiedlicher Umstände kann es sinnvoll sein, einen Korrekturfaktor für die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz einzuführen:

1. Da der Gegenstrom-Wärmeübertrager thermodynamisch gesehen am günstigsten arbeitet, kann der Wärmestrom sonstiger Bauarten berechnet werden, indem Gleichung 5.16 mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz für den Gegenstrom ausgestattet und diese Temperaturdifferenz mit einem Faktor < 1 korrigiert wird (Annaratone 2010, 7).
2. Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird als konstant angenommen (vgl. obige Annahmen). Prinzipiell ist er jedoch von der Bauweise des Wärmeübertragers, den Strömungsgeschwindigkeiten und den Stoffdaten der Fluide abhängig. Diese Parameter sind in einem Wärmeübertrager selten konstant, weswegen folgende Effekte über einen Korrekturfaktor auszugleichen versucht werden:
    a. Temperatureffekt: Die Stoffdaten im Wärmeübertrager sind temperaturabhängig[12] und variieren daher innerhalb der Wärmeübertragerfläche. Da sie den Wärmedurchgangskoeffizienten beeinflussen, ist auch dieser nicht durchweg konstant.
    b. Längeneffekt: Dieser Effekt wird durch Änderung der Strömungsverhältnisse im Wärmeübertrager verursacht. Änderungen können z.B. die Ausbildung der Strömungs- und Temperaturgrenzschicht im Einlaufbereich sein (Shah und Sekulić 2003, 244). Da der Koeffizient k von Strömungsverhältnissen wie der Strömungsgeschwindigkeit abhängig ist, variiert auch dieser mit der Lauflänge.

Dieser Korrekturfaktor wird in der Literatur zumeist mit dem Formelzeichen F versehen. Für eine Vielzahl an Standardfällen stehen z.B. im VDI-Wärmeatlas (VDI 2013, 41ff.) empirisch ermittelte F-Werte zur Verfügung. Die Einbeziehung eines Korrekturfaktors ist im Rahmen der experimentellen Untersuchungen allerdings nicht notwendig. Eine Sensibilitätsanalyse zeigt, dass die Wärmedurchgangskoeffizienten für den Gleichstrom- und den Gegenstromwärmeübertrager kaum voneinander abweichen. Damit ist der Einsatz eines Korrekturfaktors hier nicht zweckmäßig.

[12] Für Stoffwerte, die zur Berechnung eines als konstant angenommenen Wärmedurchgangskoeffizienten benötigt werden wie Fluiddichte und spezifische Wärmekapazität, werden die temperaturgemittelten Stoffwerte verwendet.

6 Durchführung der experimentellen Untersuchungen

6.1 Konzeption der Untersuchungen

6.1.1 Untersuchungsziel

Um im Praxisfall den Wärme*durch*gang vom Flusswasser an das Fluid im Wärmeübertrager effizient gestalten zu können, lohnt ein Blick auf die verschiedenen Arten der Wärmeübertragung, die hier zutage treten. Während die Wärme*leitung* des Wärmeübertragers ausschließlich von den Eigenschaften des eingesetzten Materials abhängt, wird der Wärme*über*gang zwischen Fluid und Wand von der Geometrie des Wärmeübertrager sowie den Fluid- und Strömungseigenschaften beeinflusst.

Die Entwicklung der Grenzschichten am Wärmeübertrager ist eine wesentliche Strömungseigenschaft des umströmenden Fluids, die in Verbindung mit dem konvektiven Wärmeübergang steht. Der in den experimentellen Untersuchungen eingesetzte Wärmeübertrager (vgl. Kapitel 6.1.2) besteht aus vertikalen Stegplatten, deren Abstände zueinander variiert werden können. Je nach Spaltabstand verändern sich hydrodynamische Prozesse, die wiederum Auswirkungen auf die Entwicklung der Grenzschicht haben. Um den Einfluss der Spaltabstände auf die Durchströmung und Grenzschichtentwicklung und damit auch auf den Wärmeübergang am Wärmeübertrager zu untersuchen, werden experimentelle Untersuchungen durchgeführt.

Untersucht werden unterschiedliche Spaltabstände; dabei wird der Frage nachgegangen, wann ein möglichst effizienter Wärmeübergang gewährleistet werden kann. Hierzu werden unterschiedliche Differenzen zwischen den Vorlauftemperaturen und verschiedene Fließgeschwindigkeiten im Versuchsbecken und im Wärmeträgerkreislauf betrachtet. Das konkrete Versuchskonzept wird in Kapitel 6.1.3 vorgestellt. Die jeweiligen Versuche werden an einem Versuchsstand des Fachgebiets Wasserbau und Hydraulik an der TU Darmstadt durchgeführt, der nachfolgend vorgestellt wird.

6.1.2 Vorstellung des Versuchsstands

Um die Strömung eines Fließgewässers nachzubilden, bietet der zur Verfügung stehende Versuchsstand ein Wasserbecken (*Versuchsbecken*, vgl. Abbildung 6-1 links), in dem eine durch einen Rohrkreislauf angeschlossene Umwälzpumpe eine Strömung induziert. Der Wärmeübertrager ist in das Wasserbecken eingelassen und über Spiralschläuche an einen *Wärmeträgerkreislauf* angeschlossen (vgl. Abbildung 6-1 rechts).

Abbildung 6-1: Übersicht Versuchsstand (links) und Sicht auf das Versuchsbecken (rechts)

Der Wärmeträgerkreislauf stellt die Verbindung des eigentlichen Versuchsstands – der das Fließgewässer abbilden soll - zum Wärmekreislauf (vgl. Abbildung 6-2 links) dar. Der Wärmekreislauf dient dem Zweck, die geerntete Wärme im Wärmeträgermedium zur Wärmepumpe zu transportieren, das Fluid über die Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen und die so erhöhte Wärme schließlich an den Raum abzugeben: Im *Wärmeträgerkreislauf* zirkuliert das Wärmeträgermedium (hier: Wasser-Ethylenglykol-Gemisch), das am Wärmeübertrager die Wärme des Wassers aufnimmt und sie über einen Plattenwärmeübertrager an die Wärmeträgerflüssigkeit des *Solekreislaufs* (hier: ebenfalls Wasser-Ethylenglykol-Gemisch) abgibt. Die Wärmepumpe nutzt die Wärme jener Flüssigkeit, steigert unter Zuhilfenahme von elektrischer Energie ihr Temperaturniveau und gibt diese an den *Heizkreislauf* ab. Von hier wird die Wärme direkt über den Heizkörper und als Warmwasser über den Warmwasserbehälter abgegeben.

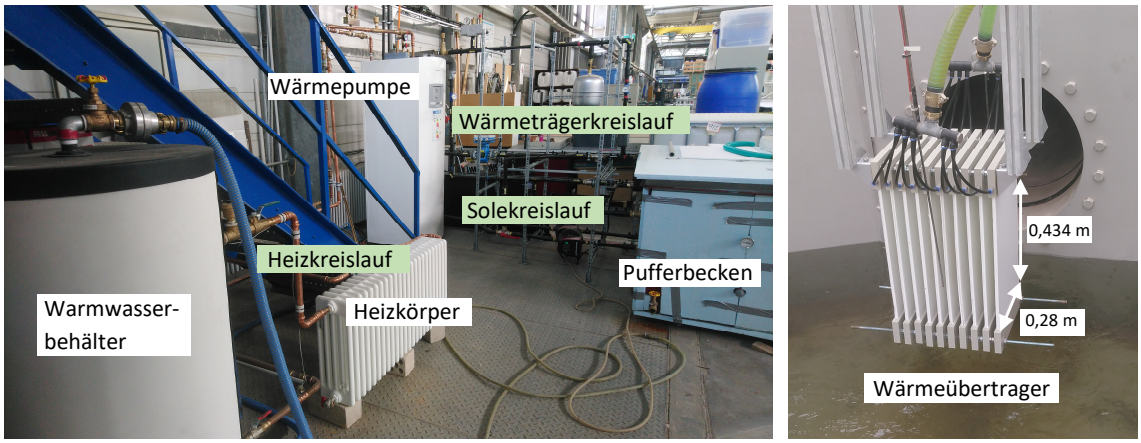


Abbildung 6-2: Übersicht Wärmekreislauf (links) und Wärmeübertrager (rechts)

Der Wärmeübertrager für diese Untersuchungen inklusive seiner Abmessungen, ist im rechten Foto von Abbildung 6-2 zu erkennen. Er besteht aus vertikalen Stegplatten, deren Abstände zueinander verändert werden können (vgl. Kapitel 6.2.1).

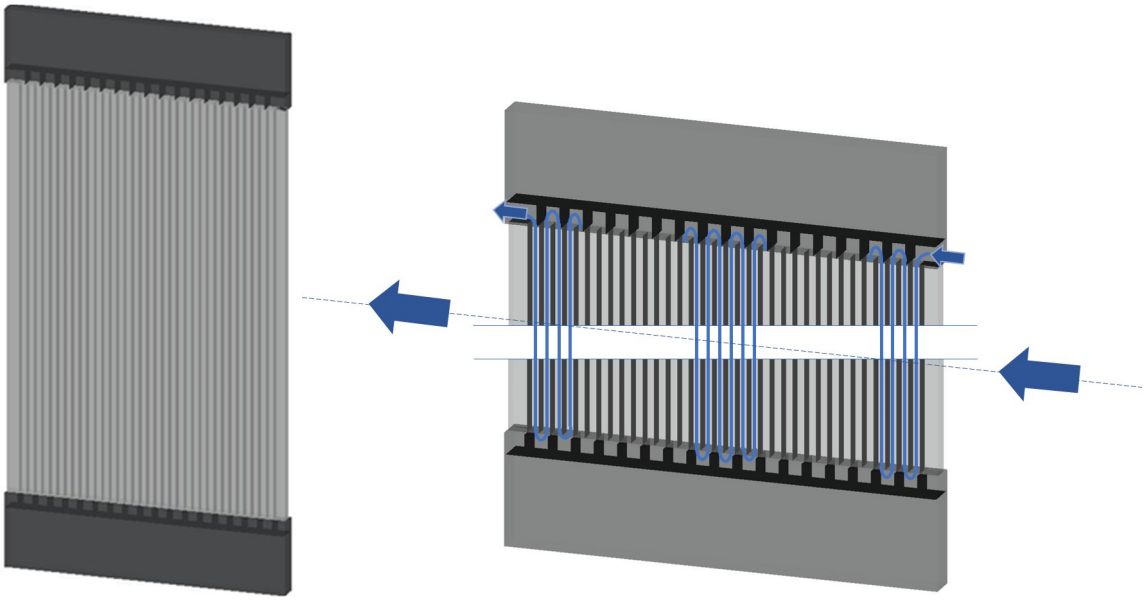


Abbildung 6-3: Stegplatte gesamt (links) sowie mit Stromführung und Fließrichtung (rechts)

Das Fluid des Wärmeträgerkreislaufs läuft über den Spiralschlauch Richtung Wärmeübertrager, wird über kleine PE[13]-Schläuche in die Stegplatten verteilt, durchströmt die jeweilige Platte und verlässt den Wärmeübertrager wieder über die gegenüberliegenden PE-Schläuche und den anderen Spiralschlauch. Dabei wird das Fluid in einer Platte im Kreuzgleichstrom (vgl. Kapitel 5.3.1), also senkrecht zur Hauptströmung im Versuchsbecken, hin- und hergeführt. Die Stromführung wird in Abbildung 6-3 verdeutlicht.

Beim Einbau des Wärmeübertragers in das Versuchsbecken ist die Distanz zwischen dem Wärmeübertrager und dem Wassereinlauf ins Becken zu berücksichtigen. Prinzipiell ist diese Distanz gering zu halten, damit der Tauchstrahl (vgl. Kapitel 2.2) kaum vom stehenden Wasser im Versuchsbecken abgebremst worden ist, bevor er den Wärmeübertrager erreicht. Dennoch soll eine Umströmung des Apparats möglich sein und es muss ausreichend Platz zur Messung der Strömungsgeschwindigkeiten zur Verfügung stehen. Entsprechend wird ein Abstand von etwa einem halben Meter realisiert (vgl. Abbildung 6-4).

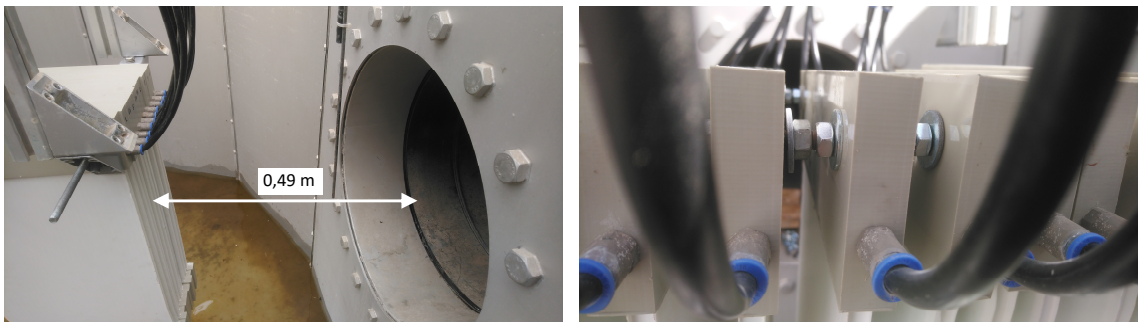


Abbildung 6-4: Position des Wärmeübertragers (links) und Abstandhalter der Stegplatten (rechts)

Um zu ermöglichen, dass sich die Abstände der Stegplatten verstellen lassen, werden die Platten über Gewindestangen verbunden und sowohl Lochscheiben als auch Schraubenmuttern als Abstandhalter eingefügt. Der Wärmeübertrager und der gesamte Wärmeträgerkreislauf sind mit einem Wasser-Ethylenglykol-Gemisch gefüllt, das eingesetzt werden kann, um auch noch einen Betrieb des Wärmeübertragers bei Temperaturen am Gefrierpunkt von Wasser realisieren zu können.

Die individuelle Wärmeübertragungssituation an diesem Wärmeübertrager ist schematisch in Abbildung 6-5 dargestellt: Prinzipiell wird Wärme vom Wasser des Versuchsbeckens konvektiv an die grau gezeichnete Stegplatte des Wärmeübertragers übertragen (α_a). Von dort wird sie in der Wand über Wärmeleitung durch die Platte transportiert (λ_{P1}) und wiederum konvektiv an das Wärmeträgermedium abgegeben. Für gewisse Standardfälle ist mittels VDI-Wärmeatlas die Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten möglich, sodass auch eine theoretische Ermittlung des Wärmedurchgangskoeffizienten k für einfache Aufbauten machbar ist. Die spezielle Wärmeübertragungssituation an diesem Wärmeübertrager macht eine Bestimmung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten jedoch nicht mehr möglich, da hier durch die Anordnung der Umlenkungskanäle weitere Wärmeübergänge und -leitungen (λ_{P2}) stattfinden. In den nachfolgenden Abschnitten zu den experimentellen Untersuchungen wird die vielschichtige Wärmeübertagung ans Wärmeträgermedium der Einfachheit unter *innerer Wärmeübergang* (α_i) zusammengefasst.

[13] Polyethylen

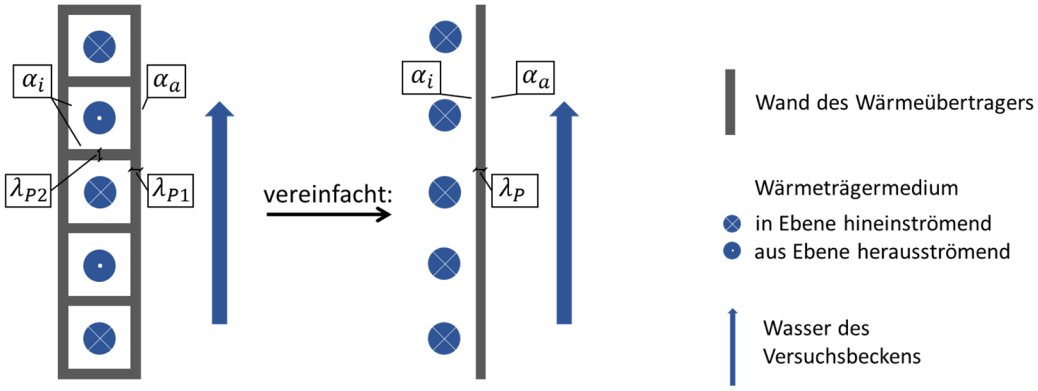


Abbildung 6-5: Der Wärmeübergang am Wärmeübertrager (Draufsicht) – real (links) und vereinfacht (rechts)

6.1.3 Versuchskonzept

Um schließlich den Einfluss unterschiedlicher Spaltbreiten jenes Wärmeübertragers (vgl. voriges Kapitel) auf die Grenzschichtentwicklung und damit auch den Wärmeübergang zu untersuchen, werden verschiedene Versuchsreihen durchgeführt. Diese lassen sich in primäre und sekundäre Versuchsreihen unterteilen, die im Folgenden näher erläutert werden. Eine Übersicht über die Versuchsreihen ist Abbildung 6-6 zu entnehmen.

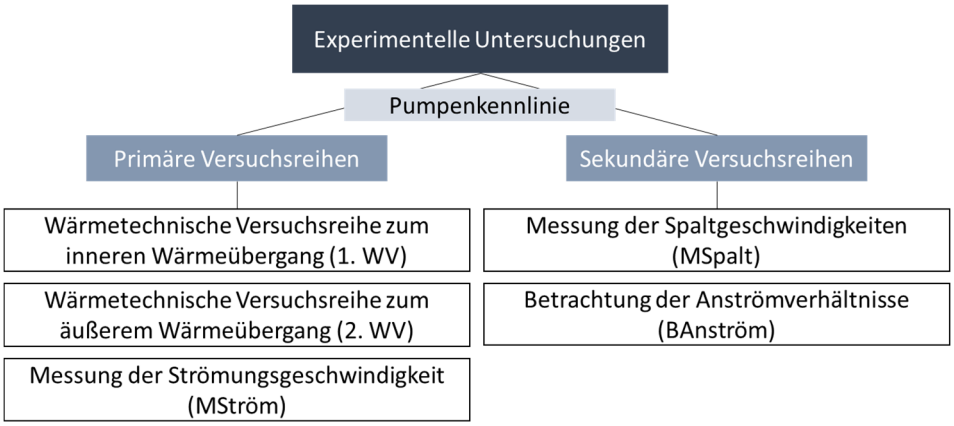


Abbildung 6-6: Übersicht über die Versuchsreihen

<u>Pumpenkennlinie</u>

Zu Beginn der experimentellen Untersuchungen wird die Kennlinie für die Pumpe des Wärmeträgerkreislaufs erstellt. Dabei wird die Pumpendrehzahl - von 100 % ausgehend - sukzessive um 5 % verringert. Die minimale Drehzahl beträgt 41 %[14] der maximal möglichen. Zu jeder Einstellung wird der entsprechende Durchfluss aufgezeichnet.

Da in der ersten wärmetechnischen Versuchsreihe (Versuchsreihe zum inneren Wärmeübergang) der Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs über die Pumpenleistung verändert wird, soll mit der Erstellung der Pumpenkennlinie einmal festgelegt werden, welcher prozentuale Anteil der Pumpenleistung welchen Durchfluss bedeutet. Dies ist auch dafür nützlich, um zu kontrollieren, ob Luft in den Rohrkreislauf gelangt ist, die den Durchfluss und damit alle weiterführenden Messwerte verändert. Über Schnellentlüfter im Rohrkreislauf kann die Luft entsprechend wieder abgeführt werden.

[14] Bei einer geringeren Drehzahl kann die Pumpe die Fallhöhe und den Strömungswiderstand nicht überwinden.

Wärmetechnische Versuchsreihen (1. und 2. WV) [Primär]

In den wärmetechnischen Versuchsreihen werden Parameter variiert, die den Wärmedurchgangskoeffizienten k beeinflussen. Der Wärmedurchgang ist Resultat aus (vgl. Kapitel 6.1.2)

- Wärmeübergang vom Wasser des Versuchsbeckens an die Platten des Wärmeübertragers (äußerer Wärmeübergang),
- Wärmeleitung durch die Wärmeübertrager-Platte und
- Wärmeübergang von den Platten an das Wärmeträgermedium (innerer Wärmeübergang).

In den wärmetechnischen Versuchsreihen sollen gezielt die Wärmeübergänge durch Variation der Strömungsgeschwindigkeiten beeinflusst werden. Dabei hat die erste wärmetechnische Versuchsreihe zum Ziel, den inneren Wärmeübergang zu verändern, indem der Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs variiert wird; und zwar jeweils zu zwei unterschiedlichen maximalen Temperaturdifferenzen[15]. Der Durchfluss des Versuchsbeckens wird dabei konstant gehalten. Die zweite wärmetechnische Versuchsreihe hat analog den Zweck, den äußeren Wärmeübergang zu beeinflussen. Der Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs wird hier also konstant gehalten, während der Durchfluss des Versuchsbeckens variiert. Auch dies geschieht zu zwei unterschiedlichen Temperaturdifferenzen. Ein dritter Versuch wird bei einem anderen Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs durchgeführt.

Die konkreten Durchflüsse und Temperaturdifferenzen für die wärmetechnischen Versuchsreihen finden sich im Folgekapitel (vgl. Tabelle 6-3 und Tabelle 6-4)

Messung der Strömungsgeschwindigkeit (MStröm) [Primär]

Wie zu Beginn des Kapitels angesprochen, bestimmen diverse Faktoren, wie gut Wärme an den Wärmeübertrager abgegeben werden kann. Das Verhalten der Strömung unmittelbar an den Wärmeübertragerplatten ist auch durch die Widerstandswirkung des gesamten Wärmeübertragers gekennzeichnet. Um jene Widerstandswirkung zu erfassen, werden mittels ADV-Messung zum einen zu jeder Spaltbreiten-Einstellung Strömungsgeschwindigkeiten unmittelbar vor und hinter dem Wärmeübertrager aufgenommen. Zum anderen werden mit dem ADV auch Strömungsgeschwindigkeiten der ungestörten Anströmung gemessen: Es werden also die Strömungsgeschwindigkeiten erfasst, die am Eintritt in das Versuchsbecken auftreten, wenn der Wärmeübertrager nicht eingebaut ist. Aus den gemessenen Geschwindigkeiten sollen schließlich quantitative Kennzahlen erzeugt werden, die ein Maß für die Widerstandswirkung darstellen.

Messung der Spaltgeschwindigkeit (MSpalt) [Sekundär]

Die Geschwindigkeiten, die in den Spalten zwischen den Wärmeübertragerplatten auftreten, werden mithilfe eines Messflügels gemessen. Sie können Aufschluss über unterschiedliche strömungstechnische Aspekte geben, die nachfolgend beschrieben werden.

Zunächst ist die Grenzschichtdicke nach Gleichungen 3.1 bis 3.5 von der Reynolds-Zahl bzw. der Geschwindigkeit der in den Spalten auftretenden Strömung abhängig (vgl. Kapitel 3.2.1). Mit den gemessenen Spaltgeschwindigkeiten pro Durchfluss der wärmetechnischen Versuchsreihen können die Dicken der Strömungsgrenzschichten bestimmt werden, worauf aufbauend das Wärmeübertragungsverhalten des Wärmeübertragers analysiert werden kann.

[15] Mit der maximalen Temperaturdifferenz ist die Differenz der Vorlauf-Temperaturen vom Wärmeträgerkreislauf und vom Prüfbecken gemeint.

Weiterhin helfen die gemessenen Spaltgeschwindigkeiten, einen Eindruck über die Geschwindigkeitsentwicklung entlang des Wärmeübertragers in Strömungsrichtung zu gewinnen. Jene Spaltgeschwindigkeiten, die beim gleichen Durchfluss wie bei den ADV-Messungen gemessen werden, ergänzen damit die ADV-Messung, wenn es zu ermitteln gilt, wie sich die Geschwindigkeiten der ankommenden, unbeeinflussten Strömung durch den Wärmeübertrager verändern.

Weitere Messflügelmessungen werden vorgenommen, um den Einfluss der Temperaturfühler auf das Strömungsgeschehen zu untersuchen.

Betrachtung der Anströmverhältnisse (BAnström) [Sekundär]

Wie in Kapitel 3.2.1 erläutert, hängt der Punkt, ab der die laminare Grenzschicht in eine turbulente umschlägt, nicht nur von der Reynolds-Zahl der Spaltströmung ab, sondern auch vom Störgrad der Anströmung und der Form des Spalteinlaufs. Um die letzteren Aspekte besser einzuschätzen zu können, sollen die Strömungsverhältnisse mittels Fadenharfe verdeutlicht werden.

Die soeben beschriebenen Versuchsreihen werden für verschiedene Spaltbreiten durchgeführt. Insgesamt werden sechs Spaltbreiten eingestellt, wie in Kapitel 6.2.1 näher erläutert wird. Die primären Versuchsreihen werden dabei mit allen Spaltbreiten durchgeführt und die sekundären Messmethoden auf die größten Spaltbreiten angewendet, wie es Tabelle 6-1 zeigt.

Tabelle 6-1: Übersicht über die Versuchsreihen pro Spaltbreite

	Primäre Versuchsreihen			Sekundäre Versuchsreihen	
Spaltbreite	1. WV	2.WV	MStröm	MSpalt	BAnström
S1	x	x	x		
S2	x	x	x		
S3	x	x	x		
S4	x	x	x	x	
S5	x	x	x	x	x
S6	x	x	x	x	x

6.2 Umsetzung der Untersuchungen

6.2.1 Realisierung der Versuchsreihen

Die Wahl der Spaltbreiten wird durch unterschiedliche Rahmenbedingungen festgelegt. Nach unten beschränkt ist der Abstand zwischen den Stegplatten dadurch, dass die dicht aneinander gesetzten Umlenkgehäuse der Stegplatten gerade eine Spaltbreite von 1 cm zulassen. In der entgegengesetzten Richtung ist die Spaltbreite dadurch begrenzt, dass sich der Querschnitt des Plattenwärmeübertragers nicht außerhalb des einlaufenden Tauchstrahl-Querschnitts befinden sollte. So soll verhindert werden, dass die äußeren Übertragungsflächen gar nicht oder nur geringfügig angeströmt werden.

Der Einlauf ins Versuchsbecken weist einen Durchmesser von 60 cm auf. Bei einer Höhe der Stegplatten von 43,4 cm darf der Wärmeübertrager nach der Kreisgleichung maximal

$$b = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{60\ cm}{2}\right)^2 - \left(\frac{43{,}4\ cm}{2}\right)^2} = 41{,}4\ cm \text{ breit sein.}$$

Werden die Plattenabstände sukzessive um 0,5 cm vergrößert, resultieren daraus sechs Spaltbreiten, die zu untersuchen möglich sind, wobei die größte Breite in den Ecken etwa 1 cm über den Bereich des Einlaufquerschnitts ragt. Durch die zur Verfügung stehenden Abstandhalter weichen die Spaltbreiten 2 und 4 um etwa 1 mm vom idealen ab. Nach der Theorie des Freistrahls (vgl. Kapitel 2.2) weist die Kernzone nach Gleichung 2.4 eine Länge von $x_0 = 3{,}72$ m auf und besitzt in einem Abstand von 48,5 cm zum Einlauf nach dem Strahlensatz einen Durchmesser von 52 cm. Damit befindet sich der Wärmeübertrager für die ersten drei Spaltbreiten vollständig in der Kernzone. Eine Übersicht über die Spaltbreiten mit entsprechend resultierender Wärmeübertrager-Breite und Zonierung findet sich in Tabelle 6-2. Hier ist auch angemerkt, wie viel Prozent der Übertragungsfläche für die Spaltbreiten 4 bis 6 außerhalb der Kernzone liegen. Grundlage hierfür bietet Anlage 5. Da die Flächenanteile außerhalb der Kernzone etwa 1 bis 6 % betragen, ist dieser Einfluss eher vernachlässigbar. An dieser Stelle soll angemerkt werden, dass die Geschwindigkeit am Einlauf auch bei idealen Verhältnissen nicht konstant ist, da der Freistrahl aus einem Rohr tritt. In einem Rohr hat das Geschwindigkeitsprofil prinzipiell in der Rohrmitte ein Maximum und nimmt nach außen hin ab. Dieser Umstand beeinflusst die Messergebnisse womöglich zu einem gewissen Maß.

Tabelle 6-2: Zonierung der Spaltbreiten

Spaltbreite	Einzelne Platten-abstände in m	Breite Wärme-übertrager in m	Liegt im Bereich des Einlaufquerschnitts?	Liegt im Bereich der Kernzone?	Flächenanteil außerhalb der Kernzone in %
S1	0,010	0,190	ja	ja	-
S2	0,016	0,244	ja	ja	-
S3	0,020	0,280	ja	ja	-
S4	0,026	0,334	ja	nein	0,9 %
S5	0,030	0,370	ja	nein	2,7 %
S6	0,035	0,415	nein	nein	5,9 %

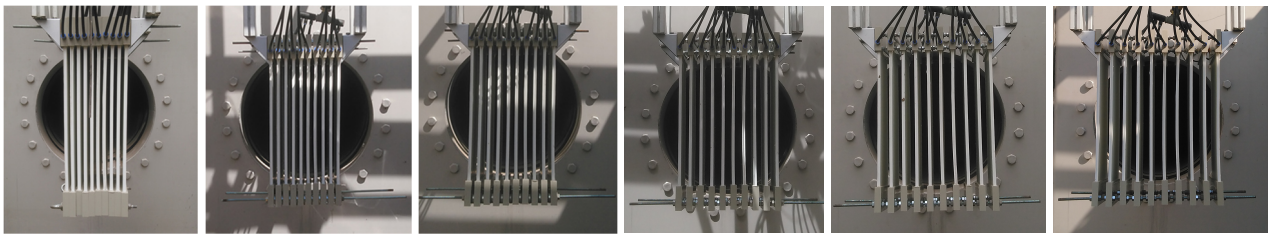


Abbildung 6-7: Darstellung der umgesetzten Spaltbreiten S1 bis S6 (von links nach rechts)

Ein Eindruck von den umgesetzten Spaltbreiten kann in Abbildung 6-7 gewonnen werden. An ihnen werden die wärme- und strömungstechnischen Versuchsreihen durchgeführt, deren Realisierung nachfolgend beschrieben wird.

Die wärmetechnischen Versuchsreihen (1. und 2. WV) [Primär]

In diesen beiden Versuchsreihen wird explizit der Wärmedurchgang gemessen, der sich voraussichtlich pro Spaltbreite verändert. Aber auch innerhalb einer Spaltbreiten-Einstellung soll der Wärmedurchgang durch Variation von Durchfluss und Temperaturdifferenz modifiziert werden.

Es werden die beiden Temperaturdifferenzen 3 K und 4,5 K zwischen Vorlauf des Wärmeträgerkreislaufs und Eintrittstemperatur in den Wärmeübertrager eingestellt und jeweils unterschiedliche Durchflüsse untersucht. Während in der ersten wärmetechnischen Versuchsreihe der Durchfluss des Versuchsbeckens (VB) konstant gehalten und der Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs (WK) variiert wird, geschieht Gegenteiliges für die zweite wärmetechnische Versuchsreihe. Die genauen Einstellungen sind in Tabelle 6-3 und Tabelle 6-4 zu finden.

Tabelle 6-3: Versuche der ersten wärmetechnischen Versuchsreihe (zum inneren Wärmeübergang)

Q_{VB} = 29 l/s	n_{WK} in %	**41**	**50**	**60**	**70**	**80**	**90**	**100**
ΔT in K	Q_{WK} in l/s	0,08	0,11	0,23	0,17	0,20	0,23	0,26
3 K **4,5 K**	Untersuchte Kombinationen							

Tabelle 6-4: Versuche der zweiten wärmetechnischen Versuchsreihe (zum äußeren Wärmeübergang)

	Q_{VB} in l/s	**29**	**56**	**82**	**110**	**133**	**165**	**194**	**222**[16]
ΔT in K	u_{VB} in m/s	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
n_{WK}=100 % **3 K** **4,5 K**	Untersuchte Kombinationen								
n_{WK}=70 % **4,5 K**									

Aufgezeichnet werden sekündlich und pro Durchfluss über einen Zeitraum von 150 s:

- die Durchflüsse Q_{VB} und Q_{WK}, die jeweils durch MID[17] gemessen werden,
- die Druckdifferenz Δp zwischen Vor- und Rücklauf des Wärmeträgerkreislaufs, die über einen Differenzdrucksensor erfasst wird,
- die Temperaturen ϑ_{VL}, ϑ_{RL} von Wärmeträgerkreislauf-Vorlauf und -Rücklauf mithilfe von Widerstandstemperaturfühlern sowie
- die Temperaturen ϑ_{Ein}, ϑ_{Aus} von Ein- und Austritt am Wärmeübertrager mithilfe von Widerstandstemperaturfühlern.

Bei den Versuchen kann die Strömung nach Mittelung von geringfügigen Durchflussschwankungen prinzipiell als stationär angesehen werden. Thermisch kann kein stationärer Betrieb umgesetzt werden. Dies ist dadurch bedingt, dass die vorhandene Wärmepumpe die Temperatur des Wärmeträger-Vorlaufs nicht kontinuierlich – angepasst an die Erwärmung am Wärmeübertrager – abkühlen, sondern lediglich im binären „An/Aus“-Modus betrieben werden kann. Dadurch tritt in den Wärmeübertrager kein konstant temperiertes Medium ein (keine thermisch ausgebildete Strömung im Wärmeträgerkreislauf, vgl. Kapitel 5.1). Die Temperaturdifferenz von 3 K oder 4,5 K kann somit nicht konstant gehalten werden. Durch einen manuell geregelten „An/Aus“-Betrieb wird ein quasi-stationärer Betrieb erreicht, indem die Messung mit etwa 0,1 K über der gewünschten Temperaturdifferenz

[16] Versuche mit höheren Geschwindigkeiten als 0,8 m/s im Versuchsbecken werden aufgrund von Kavitationsgefahr an der Umwälzpumpe nicht durchgeführt.
[17] MID / Magnetisch-induktiver Durchflussmesser: Messapparat, der das Prinzip der elektromagnetischen Induktion nutzt, um einen Durchfluss zu ermitteln.

gestartet wird und bis 0,1 K unter der gewünschten Differenz durchgeführt wird. Die Messung wird im Anschluss pausiert, bis der anfängliche Zustand mithilfe der Wärmepumpe wiederhergestellt worden ist. Die Aufheizung des Wassers im Versuchsbecken aufgrund der solaren Einstrahlung kann zum thermisch nicht stationären Betrieb beitragen. Dieser Aspekt wird in Kapitel 6.2.2 behandelt.

Messung der Strömungsgeschwindigkeit (MStröm) [Primär]

Um die Strömungsgeschwindigkeiten vor und hinter dem Wärmeübertrager zu erfassen, wird ein Acoustic Doppler Velocimeter[18] (kurz: ADV), vgl. Abbildung 6-8 (links), eingesetzt. Dieses misst pro Messung 90 s lang die im Messvolumen vorherrschende dreidimensionale Geschwindigkeit. Um jeweils eine repräsentative Geschwindigkeit für den Strömungsquerschnitt vor und hinter dem Wärmeübertrager zu erhalten, sind pro Querschnitt mehrere Messpunkte vorhanden. Ein spaltbreitenbezogenes Messraster ist in Abbildung 6-8 (rechts) mit Bezeichnung der Lotrechten und der Horizontalen gezeigt. Die Lotrechte 3 liegt in der Mitte des Rohreinlaufs, Lotrechten 1 und 2 sind in Strömungsrichtung links und entsprechend Lotrechen 4 und 5 in Strömungsrichtung rechts angeordnet. In Anlage 6 sind alle Messraster aufgeführt.

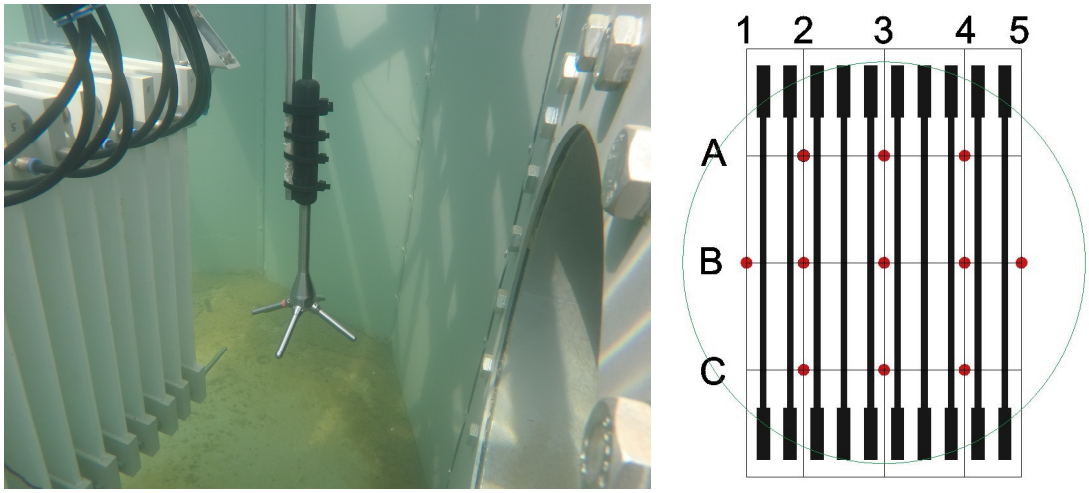


Abbildung 6-8: Einsatz des ADV (links) und spaltbreitenbezogenes Messraster (rechts)

Da die Veränderung jener Strömungsgeschwindigkeiten, die einen Durchsatz durch den Wärmeübertrager ermöglichen, abgebildet werden soll, liegen die Messpunkte auf Höhe der Spaltdurchgänge: und zwar zum einen in einer Lotrechen in der Mitte des Wärmeübertrager-Querschnitts und zum anderen in einer Lotrechten, die sich auf einem Spalt in der Nähe des Querschnitt-Randes befindet. Die umliegenden Messpunkte seitlich des Wärmeübertragers sollen lediglich die qualitative Einschätzung der Strömungssymmetrie unterstützen.

Die Messungen werden bei einem Durchfluss von 203 l/s durchgeführt.

[18] Das Funktionsprinzip eines ADV beruht auf dem Doppler-Effekt: Das ADV sendet ein akustisches Signal aus, welches an einem Partikel im Wasser teilweise reflektiert wird, und empfängt es wieder. Über die Frequenzveränderung des Signals können Rückschlüsse auf die verschiedenen Geschwindigkeitskomponenten der Strömung gezogen werden. Dabei liegt die Annahme zugrunde, dass die Partikel, an denen das Signal reflektiert wird, die gleiche Geschwindigkeit wie die Strömung aufweisen.

Messung der Spaltgeschwindigkeit (MSpalt) [Sekundär]

Die Spaltgeschwindigkeiten werden mithilfe eines Messflügels erfasst. Da der Messflügel – wie in Abbildung 6-9 zu erkennen – in die Spalte eingeführt wird, muss der Plattenabstand ausreichend groß sein. Deswegen sind Messungen mit dem Messflügel erst ab Spaltbreite 4 möglich.

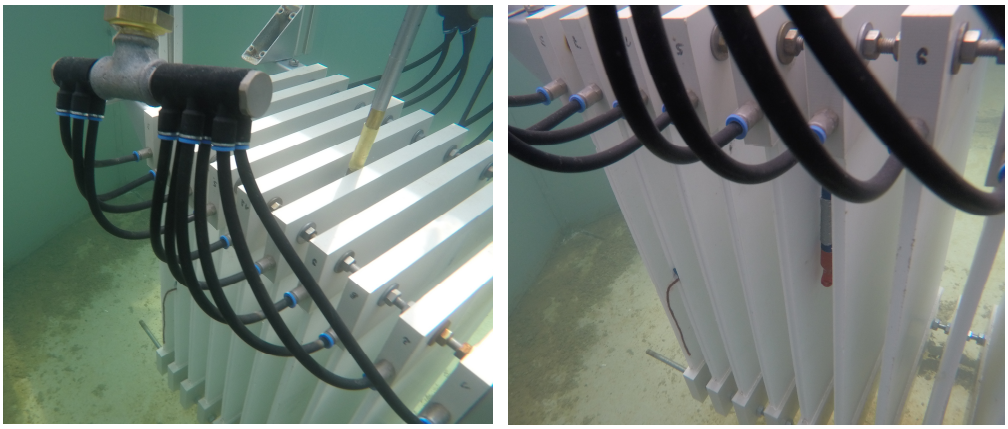


Abbildung 6-9: Beispielhafte Messung der Spaltgeschwindigkeiten mit dem Messflügel

Prinzipiell werden im Querschnitt ähnliche Messpunkte wie für die ADV-Messung gewählt, um die Werte vergleichbar zu machen. Der Anordnung von Befestigungsstangen für den Wärmeübertrager und von Rohren für den Wärmeträgerkreislauf geschuldet, können Messflügel-Messungen nicht im in Laufrichtung hinteren Bereich des Wärmeübertragers stattfinden, sondern werden mittig und im vorderen Bereich (hinter der Gewindestange) durchgeführt. Eine Übersicht über die Messpunkte pro Versuch und über die Messraster im Querschnitt finden sich in untenstehenden Tabellen.

Tabelle 6-5: Übersicht über Messpunkte pro Versuch

Ziel der Messung	Bei welchem Durchfluss	Quer-schnitts-variante	Position in Längsrichtung
Ermittlung der Grenzschichtdicke	Durchflüsse der 1. WV	a	mittig
Unterstützung der ADV-Messung	Durchfluss der ADV-Messung	b	(vorne), mittig
Strömung mit/ohne Temperaturfühler	Durchflüsse der 1. WV	a	mittig

Tabelle 6-6: Messraster im Querschnitt („x“ als verwendete Messstellen)

	Variante a			Variante b		
	2	**3**	**4**	**2**	**3**	**4**
A				x	x	x
B	x	x		x	x	x
C				x	x	x

Betrachtung der Anströmverhältnisse (BAnström) [Sekundär]

Wie in Kapitel 3.2.1 diskutiert, hängt der Umschlagpunkt der Grenzschicht nicht nur von der Reynolds-Zahl ab, sondern variiert auch je nach Störgrad der Anströmung. Das bedeutet, dass der Umschlagpunkt umso weiter zum Wärmeübertrager-Einlauf wandert, je turbulenter die Strömung ist und

je stumpfer bzw. störender jener Einlauf ist. Durch den Einsatz einer Fadenharfe (vgl. Abbildung 6-10) sollen die Strömungsverhältnisse vor dem Wärmeübertrager zur Einschätzung des Störgrads der Strömung verdeutlicht werden. Das Verhalten der Fäden an der Fadenharfe wird fotografisch festgehalten. Diese Fotoaufnahmen werden im Hinblick auf Anströmung, Verhalten am Einlauf und Verhalten im Spalt analysiert.

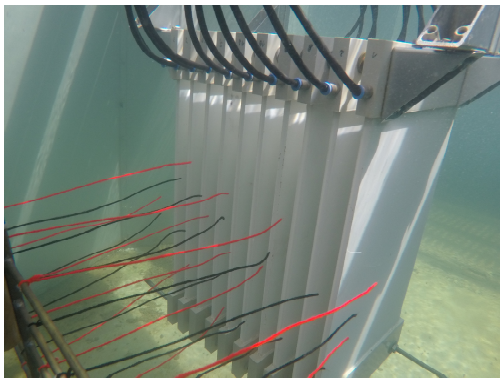


Abbildung 6-10:Einsatz der Fadenharfe vor dem Wärmeübertrager

6.2.2 Schwierigkeiten in der Umsetzung

Zumeist ist die praktische Umsetzung einer Idee mit Herausforderungen verbunden. Während der Realisierung dieser experimentellen Untersuchungen sind sie vor allem bei nachstehend beschriebenen Aspekten in Erscheinung getreten.

Zu Beginn der Versuchszeit wurde der Wärmeübertrager im Versuchsbecken installiert. Dabei war aufgrund weniger exakter Bezugspunkte in erster Linie die vertikale und horizontale Ausrichtung des Wärmeübertragers vor dem Rohreinlauf schwierig. Die vertikale Positionierung wurde um das Problem ergänzt, dass die horizontalen Aluminiumstangen, an denen der Wärmeübertrager aufgehängt wurde, aufgrund der Gewichtskraft des Wärmeübertragers eine Biegung in Schwerkraftrichtung erfahren haben, die sehr wahrscheinlich nach der Befüllung des Versuchsbeckens mit Wasser durch die Auftriebskraft wieder verringert wurde. In der vertikalen wie auch horizontalen Richtung mussten entsprechend Abschätzungen gemacht werden.

Nachdem der Wärmeübertrager eingebaut und an den Wärmeträgerkreislauf angeschlossen worden war, war es notwendig, die Luft aus dem Wärmeträgerkreislauf zu befördern. Prinzipiell ist dies über Schnellentlüfter möglich; doch kommt es vor, dass sich Luftblasen im System festsetzen. Außerdem entsteht im Kreislauf bei zu niedrigem Durchfluss Unterdruck, durch den die Wassersäule abreißt und bei offenen Schnellentlüfter Luft angesaugt statt hinausbefördert wird. Mit Geduld und rechtzeitigem Schließen der Ventile konnten diese Schwierigkeiten aufgefangen werden.

Nach jedem Set an Versuchsreihen (vgl. Kapitel 6.1.3) wurde der Wärmeübertrager dahingehend umgebaut, dass die Spaltbreiten vergrößert wurden. Dies wurde durch Abstandhalter realisiert. Bei ausreichend großen Spaltbreiten konnten in jeden Spalt zwei Schraubenmuttern gesetzt werden, die an die gewünschte Stelle gedreht werden konnten. Doch gerade für die ersten Spaltbreiten war dies platztechnisch noch nicht möglich, also wurden hier Lochschreiben verwendet. Da sie festgelegte Dicken aufweisen, weichen die Plattenabstände für Spaltbreite 2 und 4 pro Spalt um etwa 1 mm von den ursprünglich geplanten Spaltbreiten ab.

Dadurch, dass sich der Versuchsstand im Freien befindet, ist er der Witterung ausgesetzt. Gerade bei den wärmetechnischen Versuchsreihen traten hierdurch Schwierigkeiten bei der Einstellung der maximalen Temperaturdifferenz auf: Prinzipiell wird die Differenz zwischen der Einlauftemperatur des Versuchsbeckens und des Wärmeträgerkreislaufs dadurch erreicht, dass die Wärmepumpe das Wärmeträgermedium solange abkühlt, bis die gewünschte Temperaturdifferenz plus etwa 0,1 K für den quasi-stationären-Betrieb (vgl. Kapitel 6.2.1) erreicht ist. Durch die Durchführung des Versuchs wird die Temperaturdifferenz regulär geringer, weil das Wasser des Versuchsbeckens das Wärmeträgermedium erwärmt. An sehr heißen Sommertagen heizte sich das Wasser des Versuchsbeckens bei direkter Sonneneinstrahlung jedoch so stark auf (ca. 1 K in 3 Stunden), dass die Temperaturdifferenz zwischenzeitlich größer wurde: Das Wasser des Versuchsbeckens erwärmte sich also stärker als das Wärmeträgermedium im Wärmeträgerkreislauf. Teilweise wurden die Messungen an weniger heißen Tagen oder zu günstigeren Tageszeiten wiederholt, um dieses Problem zu umzugehen.

6.3 Datenaufbereitung

Die während der experimentellen Untersuchungen erhobenen Daten werden vor ihrer Auswertung zunächst aufbereitet. Dafür ist eine der jeweiligen Versuchsreihe angepasste Datenfilterung vorgesehen.

Für die Pumpenkennlinie wurden Durchfluss und Druckdifferenz pro Einstellung 90 s lang gemessen und sekündlich aufgezeichnet. Pro Einstellung existieren also etwa 90 Mess-Tupel. Für die Datenfilterung werden hier die Durchfluss-Werte betrachtet. Durchflüsse, die lediglich 0,003 l/s voneinander abweichen, werden beibehalten und gemittelt, um den Durchfluss für die eingestellte Drehzahl zu repräsentieren. Die Mess-Tupel, deren Durchfluss sich außerhalb der 0,003 l/s Schwankungsbreite befinden, werden als Ausreißer entfernt. Die Gegenüberstellung von Drehzahl und Durchfluss sowie die Pumpenkennlinie sind Anlage 7 zu entnehmen. Für die wärmetechnische Versuchsreihe zum inneren Wärmeübergang (1. WV) werden die aufgezeichneten Daten (jeweils 120 s pro Einstellung) zunächst, wie für die Pumpenkennlinie beschrieben, nach dem Durchfluss sortiert. Anschließend werden sie über statistische Verfahren nach dem Druck gefiltert: Angelehnt an das 95 %-Konfidenzintervall[19] werden jene Daten des Zeit-intervalls abschnitten, die sich nicht im ausgewählten Wertebereich befinden. Für die wärmetechnische Versuchsreihe zum äußeren Wärmeübergang (2. WV) wird Gleiches vollzogen und um die statistische Filterung für den Durchfluss im Versuchsbecken ergänzt.

Die Datenaufbereitung für die ADV-Messung erfolgt hauptsächlich mit der Software „WinADV“. Hier werden Ausreißer über den „Phasespace Threshold Despiking“-Filter eliminiert. Außerdem werden alle Daten, die einen geringeren „Correlation“-Wert als 70 und einen geringeren „Signal-to-Noise-Ratio“-Wert (kurz: SNR-Wert) als 5 aufweisen, aussortiert. Nach Wahl (2000, 6) soll der SNR-Wert größer als 5 dB sein, wenn es darum geht, mittlere Strömungsgeschwindigkeiten zu ermitteln. Da der SNR-Wert in WinADV entdimensioniert worden ist, sind die Werte in Dezibel(dB) teilweise noch immer kleiner als 5 und müssen manuell entfernt werden.

Die Messung mittels Messflügel erfolgte nach Empfehlung von Morgenschweis (2018, 141) pro Messpunkt über einen Zeitraum von 60 s und wurde unmittelbar im Messapparat gemittelt. Der eingesetzte Messflügel ist für einen Strömungsmessbereich von 0,5 bis 20 m/s und eine Betriebstemperatur von 0 bis 50 °C ausgelegt. Unter diesen Bedingungen wird eine Messungenauigkeit von 3 % für die in

[19] Konfidenzintervalle werden Wertebereiche genannt, in denen einer bestimmten Wahrscheinlichkeit nach der wahre Wert (hier: der wahre Durchflusswert) enthalten ist. Für das hier gewählte 2σ-Konfidenzintervall beträgt die Wahrscheinlichkeit 95 %.

einem Zeitabschnitt gemittelten Werte angegeben. In den experimentellen Untersuchungen wurden ausschließlich Geschwindigkeiten kleiner als 1 m/s mit dem Messflügel erfasst, bei gering eingestellten Durchflüssen wurden auch Geschwindigkeiten von etwa 0,1 m/s gemessen, was eine höhere Messungenauigkeit vermuten lässt. Die im Zeitintervall minimal und maximal erfassten Geschwindigkeiten weichen in den durchgeführten Messungen etwa 20 % vom Mittelwert ab; hierin enthalten sind allerdings nicht nur die Messungenauigkeiten, sondern auch die turbulenten Schwankungen. Dennoch ist anzunehmen, dass das Geschwindigkeitsspektrum an der unteren Grenze des geeigneten Wertebereichs mit größeren Ungenauigkeiten als den 3 % behaftet ist. Daher sollte ein Vergleich ähnlicher Geschwindigkeiten mit Vorsicht behandelt werden.

7 Resultate der experimentellen Untersuchungen

Wie zu Beginn von Kapitel 6 erläutert, war Ziel der experimentellen Untersuchungen, den Einfluss der Spaltabstände auf die Durchströmung und Grenzschichtentwicklung und damit auch auf den Wärmeübergang am Wärmeübertrager zu überprüfen. Dafür wurden wärmetechnische Untersuchungen (Versuchsreihen zum inneren und äußeren Wärmeübergang) und strömungstechnische Versuche (ADV- und Messflügelmessungen vor, in und hinter dem Wärmeübertrager sowie die Visualisierung der Anströmung mithilfe einer Fadenharfe) durchgeführt. Die Ergebnisse aus den Untersuchungen werden in diesem Kapitel entsprechend des Ziels vorgestellt, sowohl strömungstechnische als auch wärmetechnische Aussagen zum Wärmeübertrager bei unterschiedlichen Spaltbreiten und damit einhergehend auch sich unterschiedlich entwickelnden Grenzschichten zu machen. Zunächst soll also der Strömungswiderstand des Wärmeübertragers betrachtet werden. Im Anschluss daran wird der Einfluss der Grenzschichtausbildung auf den Wärmeübergang analysiert.

7.1 Ergebnisse zum Strömungswiderstand des Wärmeübertragers

Um Aussagen über Wärmeübertrager-bedingte Verringerungen der Strömungsgeschwindigkeit treffen zu können, wurden Messungen mittels ADV und unterstützend mittels Messflügel durchgeführt. Geschwindigkeitsverringerungen treten sowohl zwischen der ungestörten Anströmung und der Strömung unmittelbar vor dem Wärmeübertrager als auch zwischen der Strömung vor und hinter dem Wärmeübertrager auf. Dafür wurden, wie in Kapitel 6.1.3 beschrieben, die ungestörte Anströmung am Rohreinlauf ins Versuchsbecken, die Strömung vor dem Wärmeübertrager und jene hinter dem Wärmeübertrager erfasst. Die hierfür verwendeten Messpunkte sind in Kapitel 6.2.1 dargestellt.

7.1.1 Geschwindigkeitsverteilung der Anströmung

Bevor Aussagen über die Entwicklung der Geschwindigkeitsprofile und mittleren Geschwindigkeiten getroffen werden können, wird die Anströmung analysiert und als Grundlage für weitere Schlussfolgerungen verwendet. Es werden nun die Geschwindigkeiten innerhalb des Querschnitts analysiert und dafür beispielhaft die Messungen der Spaltbreite 2 und 6 herausgegriffen. Die Geschwindigkeitsverläufe im Querschnitt für alle Spaltbreiten sind Anlage 8 und Anlage 9 zu entnehmen.

Tabelle 7-1 zeigt für Spaltbreite 2 die x-Komponente der Geschwindigkeiten für den Querschnitt der Anströmung. Im linken Bereich sind die absoluten Werte zu erkennen, im rechten Bereich wird zur Verdeutlichung dargestellt, wie sich die Geschwindigkeiten relativ zu ihrer mittleren Geschwindigkeit in x-Richtung verhalten. Durch den farblichen Verlauf von hellblau (relativ geringe Geschwindigkeiten) zu dunkelblau (relativ hohe Geschwindigkeiten) soll ein erster Eindruck der Geschwindigkeitsverteilung vermittelt werden. Die Geschwindigkeiten in der Horizontalen A sind so verteilt, dass die Geschwindigkeit in der Mitte etwas höher ist als an den Rändern und sich die Geschwindigkeiten in den Randbereichen fast symmetrisch verhalten. Es ist außerdem der Trend zu erkennen, dass die Geschwindigkeiten sowohl nach unten hin als auch in Strömungsrichtung nach rechts zunehmen. Tabelle 7-2 für Spaltbreite 6 zeigt das gleiche Muster wie für Spaltbreite 2 mit der Ausnahme, dass Messpunkt 2C einen höheren Wert aufweist als auf gleicher Höhe in der Mitte. Während der Verlauf in der Horizontalen A einem Geschwindigkeitsprofil entspricht, das in einem Rohr zu erwarten wäre, weicht die Tendenz einer Geschwindigkeitszunahme nach unten rechts sehr davon ab. Durch Analyse der y- und z-Komponenten können Schlussfolgerungen für mögliche Gründe hierfür gezogen werden.

Tabelle 7-1: Geschwindigkeiten (x-Komponente) im Querschnitt der Anströmung für S2

$u_{0,m}$ **0,73** u_0

	2	3	4
A	0,69	0,71	0,70
B	0,73	0,75	0,76
C	0,75	0,76	0,77

$u_0/u_{0,m}$

	2	3	4
A	0,94	0,97	0,96
B	0,99	1,02	1,03
C	1,02	1,04	1,04

Tabelle 7-2: Geschwindigkeiten (x-Komponente) im Querschnitt der Anströmung für S6

$u_{0,m}$ **0,73** u_0

	2	3	4
A	0,69	0,71	0,69
B	0,71	0,75	0,77
C	0,77	0,76	0,79

$u_0/u_{0,m}$

	2	3	4
A	0,94	0,97	0,93
B	0,97	1,02	1,04
C	1,05	1,04	1,08

Die y-Komponenten der Geschwindigkeit (vgl. Tabelle 7-3, links) weisen ebenfalls einen Trend in eine Richtung auf: In diesem Fall nehmen die Geschwindigkeiten nach unten links zu. Zu beachten ist dabei, dass ihre Vektoren in unterschiedliche Richtungen zeigen. Negative y-Werte geben vor, dass der Strömungsvektor nach rechts deutet: Die Tabelle markiert geringe negative Werte hellgrün und hohe negative Werte dunkelgrün. Positive Werte lassen den Vektor nach in Strömungsrichtung links zeigen (hier gilt die bisherige blaue Markierung). Demnach strömt das Wasser im oberen Bereich nach rechts – wobei oben auf der linken Seite höhere Geschwindigkeiten nach rechts vorliegen als auf der rechten Seite. Und im unteren Bereich strömt das Wasser nach links - mit der gleichen Tendenz, dass im linken Bereich höhere Geschwindigkeiten vorliegen. Die z-Komponenten der Geschwindigkeiten (vgl. Tabelle 7-3, rechts) besitzen einen Trend nach oben rechts, wobei auch hier positive und negative Werte auftreten. Auf der rechten Seite deutet der Strömungsvektor nach unten; und auf der linken Seite deutet der Strömungsvektor tendenziell nach oben, wobei im oberen Bereich größere Geschwindigkeiten vorliegen als im unteren Bereich. Insgesamt scheint die Strömung also einen Drall im Uhrzeigersinn aufzuweisen. Dies kann dadurch bedingt sein, dass das Rohr, in dem die Strömung fließt, vor dem Einlauf ins Versuchsbecken um die Kurve geleitet wird. Hinter der Umlenkung befindet sich ein Sieb als Strömungsgleichrichter, wahrscheinlich ist der Drall also schon vermindert, wenn er ins Versuchsbecken tritt. Kleinere Abweichungen von diesem Trend können ggf. durch Verschmutzungen am Sieb erklärt werden.

Tabelle 7-3: Geschwindigkeiten (y- und z-Komponenten) im Querschnitt der Anströmung für S2

$v_{0,m}$ **-0,02** v_0

S2	2	3	4
A	-0,11	-0,09	-0,08
B	0,01	0,00	-0,01
C	0,08	0,05	0,04

$w_{0,m}$ **-0,02** w_0

	2	3	4
A	0,05	-0,03	-0,05
B	-0,01	-0,04	-0,07
C	0,00	-0,06	-0,06

Die Geschwindigkeitstrends finden sich auch wieder, wenn die Strömungsvektoren visualisiert werden, wie es in Abbildung 7-1 geschieht.

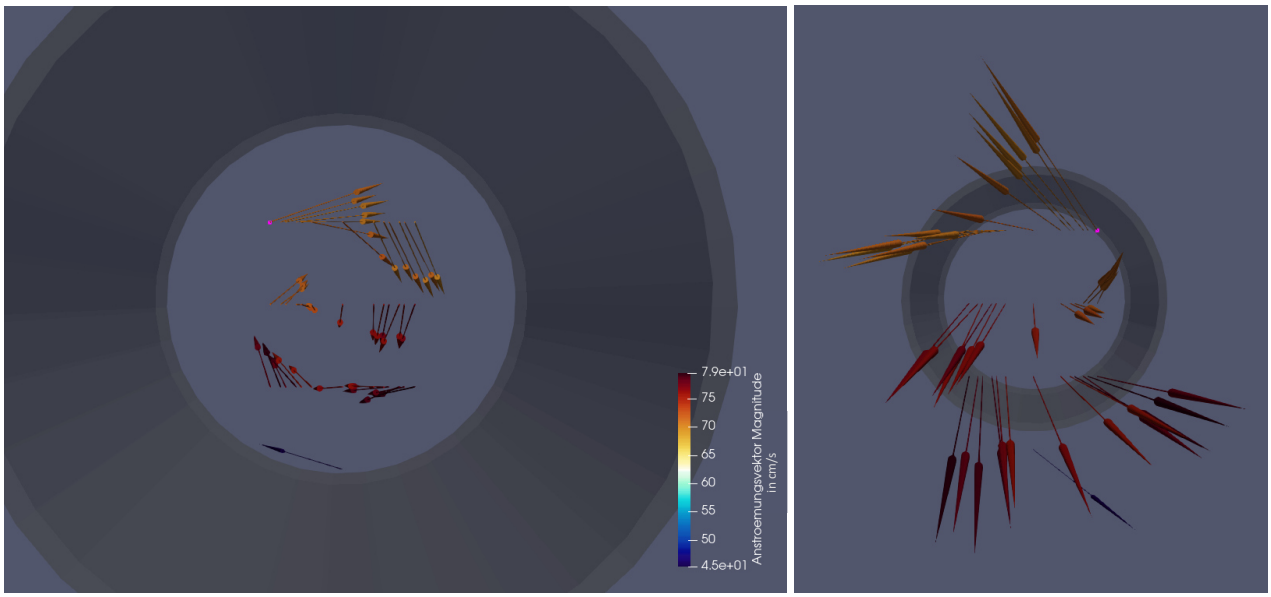


Abbildung 7-1: Visualisierung der Anströmung über ParaView in (links) und gegen (rechts) Strömungsrichtung

7.1.2 Geschwindigkeitsverteilungen in den Querschnitten des Wärmeübertragers

Nachdem das Strömungsverhalten der Anströmung nun bekannt ist, sollen die Geschwindigkeiten vor und hinter dem Wärmeübertrager sowie ihre Veränderungen analysiert werden. Dafür stehen ADV-Messungen vor und hinter dem Wärmeübertrager sowie Messflügel-Messungen in den Spalten des Wärmeübertragers zur Verfügung. Es werden erneut beispielhaft die Messungen der Spaltbreite 2 und 6 herausgegriffen.

Für Spaltbreiten 2 und 6 zeigt Tabelle 7-4 zum einen (links) die absoluten Geschwindigkeitsverteilungen (x-Komponente) im Querschnitt vor dem Wärmeübertrager und zum anderen (rechts) die Geschwindigkeiten relativ zur ungestörten Anströmung. Für die weiteren Spaltbreiten kann Anlage 10 eingesehen werden. Dabei deuten die blauen Einfärbungen erneut die Größe der Geschwindigkeitswerte relativ zueinander an; die Graustufung zeigt, wie schwach (hellgrau) bis stark (dunkelgrau) die Geschwindigkeiten von der ungestörten Anströmung vor dem Wärmeübertrager abfallen. Wie auch in der Anströmung werden die Geschwindigkeiten nach in Strömungsrichtung unten rechts größer. Hier tritt ein ähnlicher Drall auf wie in der Anströmung, was auch an den y- und z-Komponenten in Tabelle 7-5 ersichtlich ist (vollständige Aufführung in Anlage 11). Die absoluten Werte der x-Komponente sind größtenteils etwas geringer als die der ungestörten Anströmung. Es findet also eine – wenn auch nur geringe – Abbremsung der Strömung durch den Wärmeübertrager statt. Die Abbremsung wird nach unten hin stärker, was in höheren Strömungsverlusten aufgrund der höheren Geschwindigkeiten im unteren Bereich begründet liegen kann. Die Abbremsung scheint am stärksten im linken unteren Bereich zu sein, was entweder ebenfalls auf den Drall zurückzuführen oder einem leicht verschobenen Einbau des Wärmeübertragers vor den Rohreinlauf geschuldet sein kann: Wäre er etwas nach links versetzt, bestünde hier mehr Fläche mit Stauwirkung.

Tabelle 7-4: Geschwindigkeiten (x-Komponente) im Querschnitt vor dem Wärmeübertrager für S2, S6

	u_1				u_1/u_0		
S2	2	3	4		2	3	4
A	0,70	0,70	0,70	A	1,01	0,98	1,00
B	0,68	0,70	0,71	B	0,93	0,93	0,94
C	0,71	0,71	0,75	C	0,94	0,94	0,98
S6	2	3	4		2	3	4
A	0,69	0,70	0,69	A	1,00	0,98	1,01
B	0,68	0,71	0,73	B	0,96	0,95	0,96
C	0,72	0,72	0,77	C	0,93	0,95	0,98

Tabelle 7-5: Geschwindigkeiten (y- und z-Komponenten) im Querschnitt vor dem Wärmeübertrager für S2, S6

	v_1				w_1		
S2	2	3	4		2	3	4
A	-0,07	-0,07	-0,07	A	0,09	0,03	-0,01
B	0,07	0,05	0,04	B	0,02	-0,03	-0,04
C	0,13	0,10	0,09	C	-0,01	-0,05	-0,07
S6	2	3	4		2	3	4
A	-0,10	-0,07	-0,11	A	0,11	0,01	-0,08
B	0,05	0,02	0,01	B	0,05	-0,03	-0,07
C	0,12	0,08	0,08	C	0,03	-0,05	-0,08

Tritt die Strömung nun hinter dem Wärmeübertrager aus, ergeben sich Geschwindigkeiten, wie sie in Tabelle 7-6 zu sehen sind (vollständig in Anlage 12 und Anlage 13). Prinzipiell zeigen die Geschwindigkeiten ebenso die Tendenz größer werdender Werte nach rechts unten. Auffällig ist hier, dass eine immer stärkere Abbremsung nach rechts oben auftritt – entgegengesetzt zur maximalen Abbremsung vor dem Wärmeübertrager. Die Abbremsung in der rechten oberen Ecke ist besonders stark.

Während sich die Geschwindigkeiten vor dem Wärmeübertrager für Spaltbreite 2 und 6 sehr ähnlich sind, ist nun hinter dem Wärmeübertrager ein Unterschied bezüglich der Spaltbreiten ersichtlich. Engere Spalte sind nicht so durchlässig wie breitere Spalte – sie haben eine größere Widerstandswirkung. Entsprechend finden sich hinter dem Wärmeübertrager mit Spaltbreite 6 bis zu doppelt so hohe Geschwindigkeiten wie hinter dem Apparat mit Spaltbreite 2.

Tabelle 7-6: Geschwindigkeiten (x-Komponente) im Querschnitt hinter dem Wärmeübertrager für S2, S6

	u_2				u_2/u_1		
S2	2	3	4		2	3	4
A	0,33	0,28	0,17	A	0,47	0,39	0,24
B	0,43	0,47	0,46	B	0,64	0,67	0,65
C	0,38	0,50	0,52	C	0,54	0,70	0,69
S6	2	3	4		2	3	4
A	0,57	0,54	0,35	A	0,82	0,77	0,50
B	0,56	0,59	0,57	B	0,82	0,83	0,78
C	0,57	0,63	0,63	C	0,79	0,87	0,82

Um den Verlauf der einzelnen Geschwindigkeiten (x-Komponente) in Laufrichtung (x-Richtung) je nach Spaltbreite genauer zu untersuchen, werden nun auch die Messflügeldaten miteinbezogen. Da die Messungen mittels Messflügel erst ab Spaltbreite 4 möglich waren, werden in nachfolgender Abbildung Spaltbreiten 4 bis 6 gegenübergestellt. Mittels ParaView visualisierte Darstellungen für S4 und S6 finden sich in Anlage 14 und Anlage 15. Die einzelnen Gruppen von Geschwindigkeitsverläufen (S4 – S6) sind dem Messraster entsprechend angeordnet. Links oben wird also der Verlauf des Messpunkts 2A in Strömungsrichtung dargestellt, rechts unten wird der Verlauf von Messpunkt 4C visualisiert. Weist der Wärmeübertrager die Spaltbreiten 5 oder 6 auf, so ist die Geschwindigkeitsabnahme annähernd linear: Da die Spalte hier sehr breit sind, übt der Eintritt in den Spalt anscheinend kaum einen größeren Einfluss auf die Geschwindigkeitsverluste aus. Bei Spaltbreite 4 zeigt sich prinzipiell, dass die Geschwindigkeit bis zum Messpunkt im Wärmeübertrager stark abnimmt; hier ist der Einfluss des Spalteintritts sehr groß. Da die Spaltbreiten 1 bis 3 kleiner als Spaltbreite 4 sind, ist hier zu vermuten, dass der Spalteintritt die Geschwindigkeitsverluste ebenfalls dominiert, wahrscheinlich sogar stärker als bei Spaltbreite 4. In der Lotrechten 4 zeigen die Geschwindigkeitsverläufe von Spaltbreite 4 eine weniger eindeutige Tendenz zum Einfluss des Spalteintritts. Womöglich findet die in Drall versetzte Strömung in die rechte Wärmeübertrager-Partie einen besseren Zugang, unter anderem weil rechts die Querkomponente (y-Komponente) der Strömung vor dem Wärmeübertrager weniger stark ausgeprägt ist als links (vgl. S4 - S6 in Anlage 11).

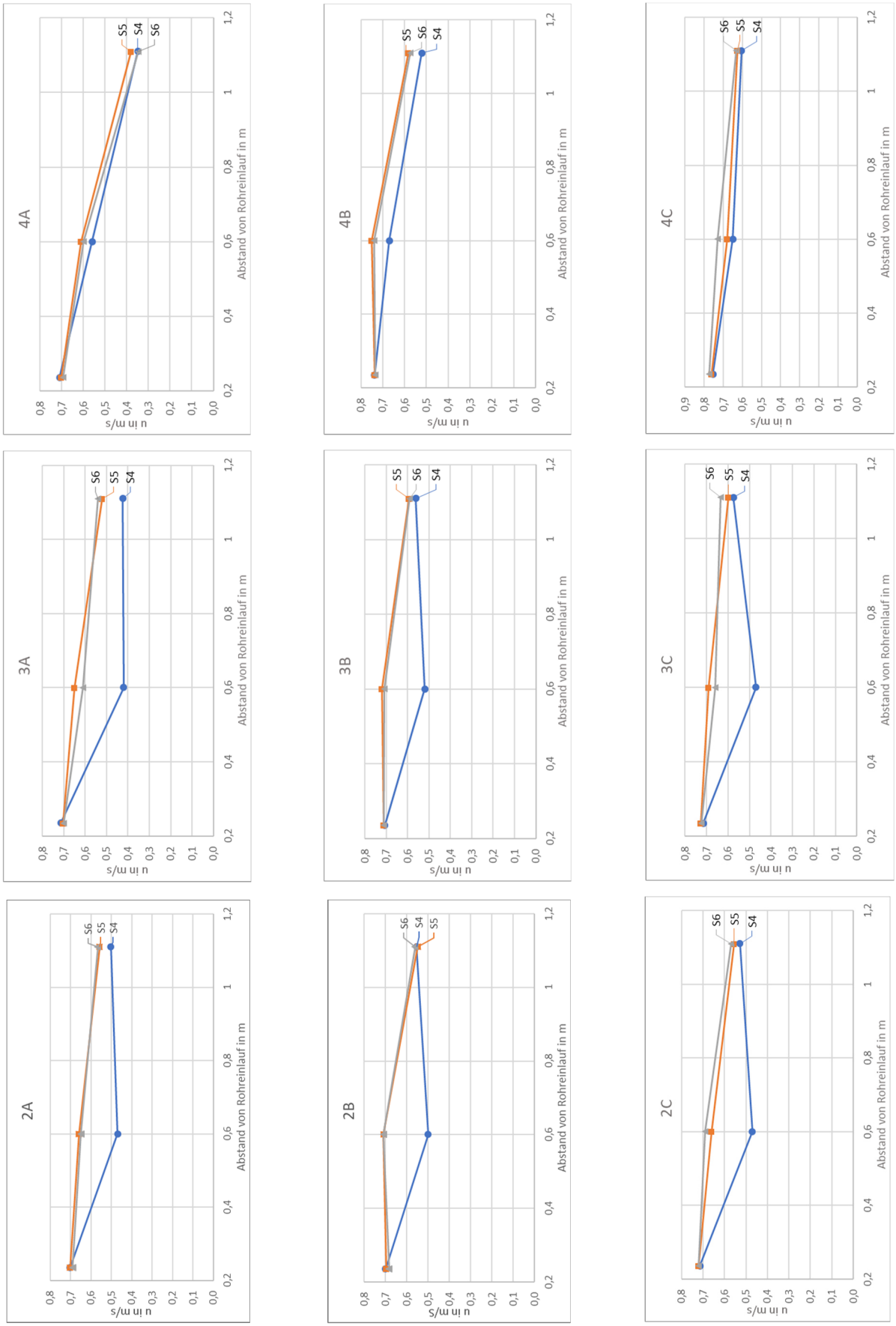


Abbildung 7-2: Messrasterbezogene Geschwindigkeitsverläufe nach Spaltmaß (Spalte) und Lotrechte (Zeile)

7.1.3 Erarbeitung von Kennzahlen für den Strömungswiderstand

Bisher wurden die Geschwindigkeiten der einzelnen Messpunkte im Hinblick auf

- ihre Verteilung innerhalb der verschiedenen Querschnitte (0: ungestörte Anströmung, 1: Strömung vor dem Wärmeübertrager, 2: Strömung hinter dem Wärmeübertrager) und
- ihre individuelle Veränderung in Strömungsrichtung untersucht.

Um nun ein Maß dafür zu ermitteln, wie groß der insgesamt wirkende Strömungswiderstand pro Spaltbreite ist, werden nun querschnittsgemittelte Geschwindigkeiten gegenübergestellt. Die querschnittsgemittelten Geschwindigkeiten werden dabei über die Lotrechtenmittelung nach Boiten (2008, 82f.) berechnet. Die resultierenden mittleren Geschwindigkeiten sind Tabelle 7-7 zu entnehmen. Um die Entwicklung der mittleren Geschwindigkeiten pro Spaltbreite zu verdeutlichen, finden sich in Abbildung 7-3 die Geschwindigkeiten u_0, u_1 und u_2 über den Spaltbreiten aufgetragen.

Tabelle 7-7: Mittlere Geschwindigkeiten pro Spaltbreite in der Anströmung, vor und hinter dem Wärmeübertrager

Spaltbreiten-Einstellung	Spaltbreite in m	u_0 in m/s	u_1 in m/s	u_2 in m/s
S1	0,010	0,73	0,68	0,35
S2	0,016	0,73	0,71	0,39
S3	0,020	0,74	0,71	0,43
S4	0,026	0,73	0,72	0,50
S5	0,030	0,74	0,72	0,54
S6	0,035	0,74	0,72	0,55

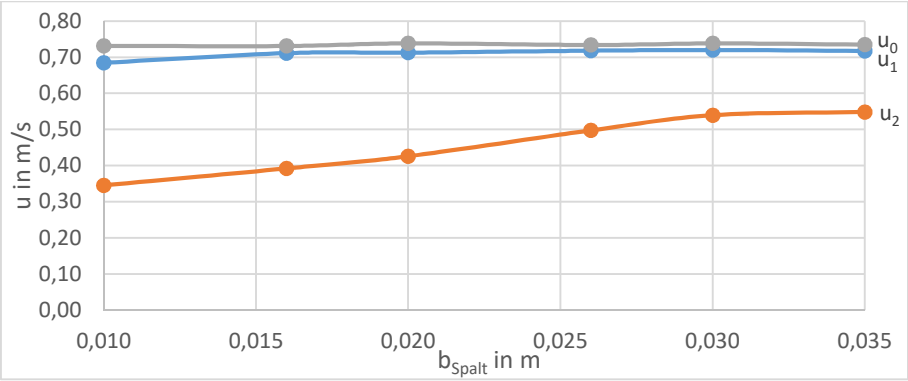


Abbildung 7-3: Verlauf der mittleren Geschwindigkeiten pro Spaltbreite

Dabei ist zu erkennen, dass die mittlere Geschwindigkeit vor dem Wärmeübertrager der der Anströmung sehr ähnlich ist. Sie weist noch immer 94 bis 98 % der Ausgangsgeschwindigkeit auf; hier scheint die Stauwirkung also gering zu sein. Eine Tendenz ist zwar erkennbar, doch mit Ausnahme der ersten Spaltbreite scheint hier auch die Spaltbreite wenig Einfluss zu haben. Trends sind für die mittlere Geschwindigkeit hinter dem Wärmeübertrager erkennbar. Die Strömung wird stark abgebremst, vor allem die engen Spalte bedeuten hier einen großen Geschwindigkeitsverlust. Pro Spaltbreite wird der Strömungsverlust geringer, d.h. dass mit zunehmender Spaltbreite auch die Geschwindigkeiten hinter dem Wärmeübertrager größer werden. Auffällig ist jedoch auch, dass der Einfluss ab

Spaltbreite 5 abnimmt. Wie auch im vorherigen Unterkapitel beschrieben, scheinen die Einlaufverluste ab einer Breite von 0,03 m weniger dominant zu sein, hier rühren die Geschwindigkeitsverluste wahrscheinlich eher von der Reibung an den Platten her.

Nun soll versucht werden, diese Geschwindigkeitsverluste über Kennzahlen quantitativ zu erfassen. Ziel dabei ist, auch bei nicht-untersuchten Spaltbreiten oder Anströmgeschwindigkeiten Aussagen über den wahrscheinlichen Strömungswiderstand tätigen zu können.

Die Porosität

Eine erste Einschätzung des Verhaltens der Strömungsgeschwindigkeiten ist über die Porosität des Wärmeübertragers möglich. Die Porosität des Wärmeübertragers $n_{WÜ}$ setzt die durchgängige Querschnittsfläche des Wärmeübertragers ins Verhältnis zur gesamten Wärmeübertrager-Querschnittsfläche. Dabei ist mit durchgängiger Querschnittsfläche die angeströmte Fläche der Spalte gemeint, da lediglich die Spalte einen Durchsatz der Strömung ermöglichen. Wie für Abbildung 7-3 beschrieben, steigen die Geschwindigkeiten mit Zunahme der Spaltbreite. Das Verhältnis der Geschwindigkeit hinter dem Wärmeübertrager zur Geschwindigkeit unmittelbar vor ihm sollte also größer werden, wenn auch die Porosität zunimmt. In Tabelle 7-8 werden die Geschwindigkeits- und Flächenverhältnisse gegenübergestellt. Bei Betrachtung der Porosität und des Geschwindigkeitsverhältnisses fällt auf, dass die Werte starke Ähnlichkeiten aufweisen, es scheint also eine direkte Proportionalität dieser Werte zu geben. Werden die beiden Werte ins Verhältnis gesetzt, wie es in der letzten Spalte geschehen ist, scheint der Zusammenhang $n_{WÜ} = u_2/u_1$ naheliegend. Dieser Zusammenhang passt auch in dem Sinne, dass die Geschwindigkeit u_2 bei linear größer werdenden Spaltbreiten nicht ebenfalls linear zunimmt. Wie in Abbildung 7-3 gesehen, flacht die Kurve ab etwa Spaltbreite 5 ab. In Abbildung 7-4 ist veranschaulicht, dass mit linear gesteigerter Spaltbreite auch das Verhältnis aus durchgängiger und gesamter Fläche immer weniger zunimmt.

Tabelle 7-8: Gegenüberstellung der Porosität $n_{WÜ}$ und des Geschwindigkeitsverhältnisses u_2/u_1

Spaltbreiten-Einstellung	Spaltbreite in m	A_{Spalte} in m²	$A_{Anström}$ in m²	Porosität $n_{WÜ}$	u_2/u_1	Korrelation $n/(u_2/u_1)$
S1	0,010	0,04	0,08	0.47	0.50	0.94
S2	0,016	0,06	0,11	0,59	0,55	1,07
S3	0,020	0,08	0,12	0,64	0,60	1,07
S4	0,026	0,10	0,14	0,70	0,69	1,01
S5	0,030	0,12	0,16	0,73	0,75	0,97
S6	0,035	0,14	0,18	0,76	0,76	0,99
					Durchschnitt:	1,01

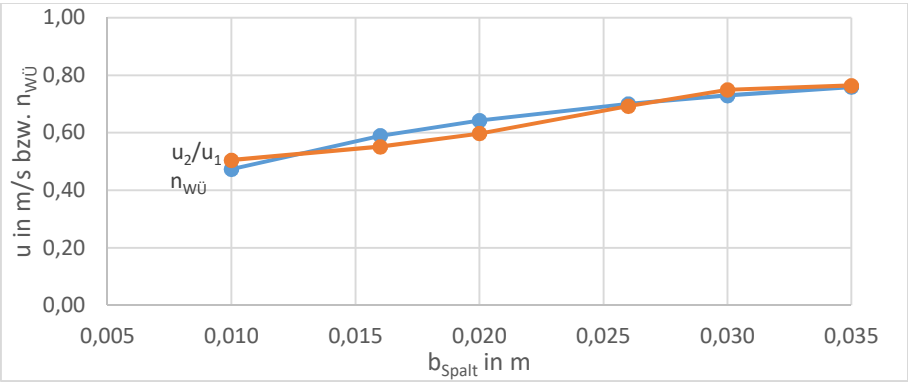


Abbildung 7-4: Verlauf der Porosität $n_{WÜ}$ und des Geschwindigkeitsverhältnisses u_2/u_1 über die Spaltbreite

Der ζ-Wert

Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, werden in der Strömungsmechanik vor allem der ζ-Wert und der c_W-Wert als Maß für den Strömungswiderstand verwendet. Ebenfalls in diesem Kapitel wird eine Formulierung des ζ-Werts für offene Gerinne vorgeschlagen, mit deren Hilfe nun der Strömungswiderstand des Wärmeübertragers quantifiziert werden soll. Tabelle 7-9 zeigt den ζ-Wert für die einzelnen Spaltbreiten. Als Maß für den Strömungswiderstand weist er große Werte für kleine Spaltbreiten und kleiner werdende Werte für breiter werdende Spalte auf. Dabei strebt der ζ-Wert gegen Null, was bedeuten würde, dass ein Körper keinen Geschwindigkeitsverlust verursachen würde.

Tabelle 7-9: Darstellung des ζ-Werts als Widerstandskennzahl

Spaltbreiten-Einstellung	Spaltbreite in m	u_1 in m/s	u_2 in m/s	ζ-Wert
S1	0,010	0,68	0,35	2,93
S2	0,016	0,71	0,39	2,29
S3	0,020	0,71	0,43	1,80
S4	0,026	0,72	0,50	1,08
S5	0,030	0,72	0,54	0,78
S6	0,035	0,72	0,55	0,71

Um für eine feste Anströmgeschwindigkeit den Verlauf ζ-Wert in Bezug zur Geschwindigkeitsverringerung zu setzen, soll der ζ-Wert über das Geschwindigkeitsverhältnis u_2/u_1 aufgetragen werden. Somit entsteht ein monoton fallender Verlauf des ζ-Werts wie in Abbildung 7-5, der sehr gut[20] über eine Exponentialfunktion (blau gestrichelte Linie in der Abbildung) abzubilden ist. Hier wie auch in Abbildung 7-6 zeigt sich, dass der Strömungswiderstand bei kleinen Spaltbreiten (großen u_2/u_1-Verhältnissen) am höchsten ist, relativ stark abnimmt, wenn sich die Spalte verbreitern (kleine u_2/u_1-Verhältnisse), und der Effekt der Widerstandsverringerung nach und nach weniger wird.

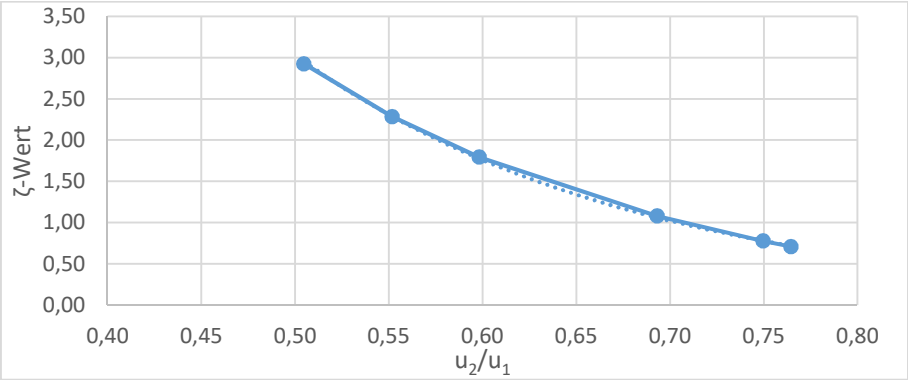


Abbildung 7-5: Verlauf des ζ-Werts über dem Geschwindigkeitsverhältnis u_2/u_1

[20] Mit der Gleichung $\zeta\left(\frac{u_2}{u_1}\right) = 45{,}736 \cdot e^{-5{,}4285 \cdot \frac{u_2}{u_1}}$ ergibt sich ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0{,}9996$.

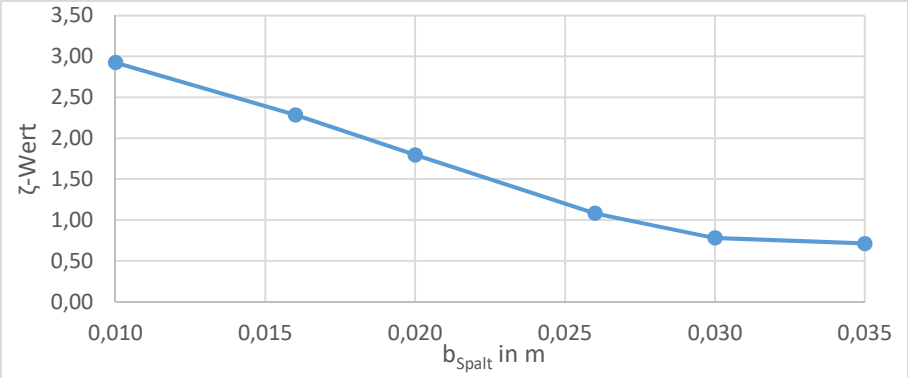


Abbildung 7-6: Verlauf des ζ-Werts über der Spaltbreite

Der $c_{W,S}$-Wert

Die zweite Möglichkeit, den Strömungswiderstand über einen Verlustbeiwert zu quantifizieren, ist die Verwendung des c_W-Werts. Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, wird dabei die Widerstandskraft ermittelt und ins Verhältnis zur Staudruckkraft gesetzt. Um einen Bezug zwischen der Geschwindigkeit vor und hinter dem Wärmeübertrager herzustellen, soll die Widerstandskraft hier mithilfe des Stützkraftansatzes bestimmt werden.

In Abbildung 7-7 wird über die Systemgrenze der zu bilanzierende Raum festgelegt, in den vor (1) und hinter (2) dem Wärmeübertrager die Stützkräfte S_1 und S_2 hineinzeigen. Stützkräfte S setzen sich aus der Druckkraft P und der Impulskraft I zusammen (vgl. Formel 7.1).

$$S = P + I = p \cdot A + \varrho \cdot Q \cdot u \tag{7.1}$$

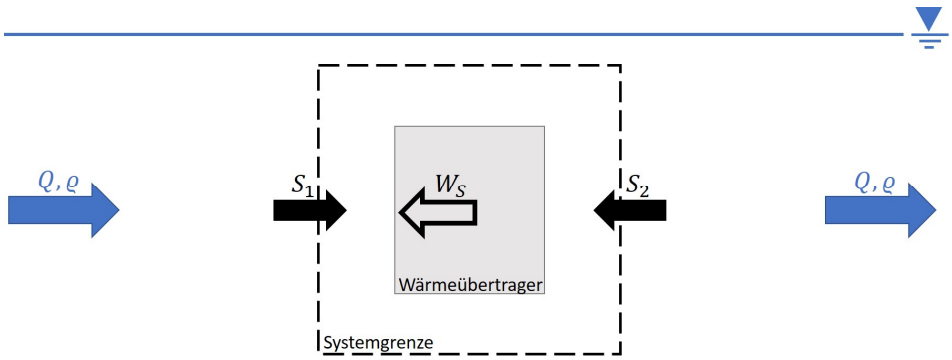


Abbildung 7-7: Kräftebilanzierung am Wärmeübertrager mittels Stützkraftansatz

Die Widerstandskraft W_S, die der Wärmeübertrager aufgrund der Stützkräfte aufbringen muss, lässt sich wie folgt bilanzieren:

$$\rightarrow : 0 = S_1 - W_S - S_2 \Leftrightarrow W_S = S_1 - S_2 \tag{7.2}$$

Unter der Annahme, dass sich der Strömungswiderstand nach Formel 7.1 weniger im Druckverlust als im Geschwindigkeitsverlust zeigt ($P_1 - P_2 \approx 0,\ I_1 - I_2 > 0$), und unter Einhaltung der Kontinuität ($Q_1 = Q_2 = Q$) gilt für die Widerstandskraft:

$$W_{S,12} = S_1 - S_2 = \varrho \cdot Q \cdot (u_1 - u_2) \tag{7.3}$$

Analog zur Bilanzierung der Kräfte vor (1) und hinter (2) dem Wärmeübertrager können auch die Widerstandskräfte für die ungestörte Anströmung (0) und die Strömung vor (1) sowie hinter (2) dem

Apparat berechnet werden. Da die Widerstandskraft hier über den Stützkraftansatz ermittelt wurde, soll ihr Formelzeichen den Index S tragen und der c_W-Wert im Folgenden $c_{W,S}$-Wert genannt werden. Für die entsprechenden $c_{W,S}$-Werte gilt dann:

$$c_{W,S,ij} = \frac{\varrho \cdot Q \cdot (v_i - v_j)}{\varrho/_2 \cdot u_i^2 \cdot A} = \frac{2Q \cdot (u_i - u_j)}{u_i^2 \cdot A} \tag{7.4}$$

Dabei repräsentieren die Indizes i und j die Stellen der Bilanzierung.

Die spaltbreitenbezogenen Widerstandskräfte und $c_{W,S}$-Werte sind Tabelle 7-10 zu entnehmen. Dabei werden die Widerstandskräfte von 1 nach 2, 0 nach 1 und 0 nach 2 berechnet und ihre zugehörigen $c_{W,S}$-Werte ermittelt. Anschaulich sind die Beiwerte über der Spaltbreite in Abbildung 7-8 aufgetragen. Hier ist – wie für den ζ-Wert – zu erkennen, dass die $c_{W,S}$-Werte mit zunehmender Spaltbreite zunächst stärker abfallen, die (negative) Steigung der Verläufe jedoch immer geringer wird. Die Verlustbeiwerte $c_{W,S,01}$, die den Strömungswiderstand zwischen ungestörter Anströmung und Strömung vor dem Wärmeübertrager beschreiben, sind vergleichsweise gering. Dass der Strömungswiderstand hier nicht hoch ist, konnte auch schon zu Beginn dieses Kapitels in Tabelle 7-7 erahnt werden und wird hier mittels Kennzahl bestätigt. Diese geringen Geschwindigkeitsunterschiede zeigen sich auch in den Verläufen von $c_{W,S,12}$ und $c_{W,S,02}$: Der Widerstand von 0 nach 2 ist nur leicht höher als der von 1 nach 2. Dies ist deswegen plausibel, weil der Widerstand von 0 nach 2 aus dem Widerstand von 1 nach 2 und dem sehr geringen Widerstand von 0 nach 1 besteht.

Tabelle 7-10: Übersicht über die Widerstandskräfte und $c_{W,S}$-Werte pro Spaltbreite

Spaltbreiten-Einstellung	Spaltbreite in m	$A_{Anström}$ in m²	$W_{S,12}$ in N	$W_{S,01}$ in N	$W_{S,02}$ in N	$c_{W,S,12}$	$c_{W,S,01}$	$c_{W,S,02}$
S1	0,010	0,08	68,8	9,5	78,3	3,56	0,43	3,55
S2	0,016	0,11	64,7	4,0	68,8	2,42	0,14	2,43
S3	0,020	0,12	58,1	5,3	63,5	1,88	0,16	1,91
S4	0,026	0,14	44,7	3,3	48,0	1,20	0,08	1,23
S5	0,030	0,16	36,6	3,8	40,4	0,88	0,09	0,92
S6	0,035	0,18	34,3	3,6	38,0	0,74	0,07	0,78

mit Q = 0,203 m³/s und ϱ = 1000 kg/m³

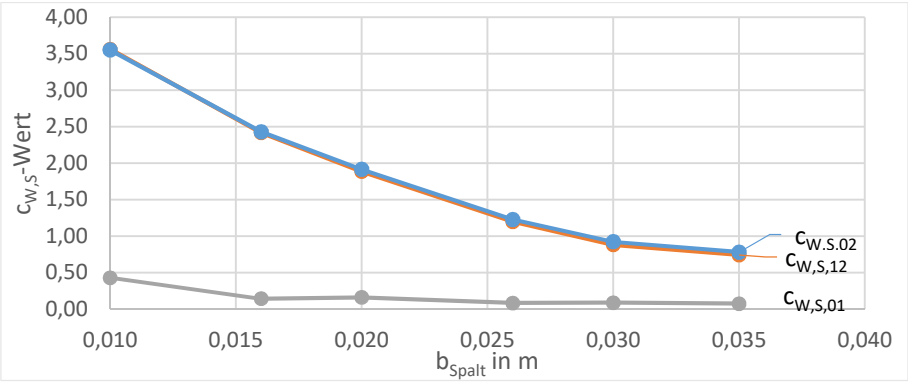


Abbildung 7-8: Verlauf der $c_{W,S}$-Werte über der Spaltbreite

Wird die Widerstandskraft $W_{S,12}$ nicht auf die Staudruckkraft vor dem Wärmeübertrager (1), sondern auf die Staudruckkraft der ungestörten Anströmung (0) bezogen, können die resultierenden

$c'_{W,S,12}$-Werte mit den üblichen c_W-Werten verglichen werden. In Tabelle 7-11 sind jene $c'_{W,S,12}$-Werte aufgeführt und liegen im Bereich von 0,7 bis 3. Ausgewählte, nach Herwig (2016, 233) übliche c_W-Werte sind ebenfalls in Tabelle 7-11 dargestellt. Der Strömungswiderstand eines senkrecht angeströmten Würfels wird hier mit einem c_W-Wert von 1,1 quantifiziert, der eines quadratischen Zylinders mit einem c_W-Wert von 2,0. Die Größenordnung der experimentell ermittelten und in der Literatur aufgeführten Werte ist also ähnlich, doch sind die erstgenannten etwas größer. Der Umstand kann mehrere Gründe beherbergen: Zum einen ist es möglich, dass die Widerstandskraft durch den Stützkraftansatz leicht überschätzt wird. Zum anderen ist der Widerstand im Falle der experimentellen Untersuchungen womöglich tatsächlich größer, da der Körper etwa den gesamten Querschnitt der ungestörten Anströmung einnimmt und damit das Strömungsgeschehen erheblich beeinflusst.

Tabelle 7-11: Darstellung der $c'_{W,S,12}$-Werte und üblicher c_W-Werte

Spaltbreiten-Einstellung	Spaltbreite in m	$c'_{W,S,12}$	Geometrie	c_W
S1	0,010	3,1	senkrecht angeströmter quadr. Zylinder	2,0
S2	0,016	2,3		
S3	0,020	1,8		
S4	0,026	1,1	senkrecht angeströmter Würfel	1,1
S5	0,030	0,8		
S6	0,035	0,7		

Die $c_{W,S}$-Werte aus Tabelle 7-10 aufgreifend werden in Abbildung 7-9 diese Werte gegen die Porosität des Wärmeübertragers aufgetragen. Auch hier ist erkennbar, dass die Widerstandsbeiwerte mit zunehmender Porosität zuerst stark und dann immer schwächer abnehmen. Die Verläufe können im ersten Bereich fast als linear angesehen werden, bis die Kurven abflachen und über eine Parabel oder Exponentialfunktion beschrieben werden können. Die Gegenüberstellung von $c_{W,S}$-Wert und Porosität soll einen möglichen Ansatz beschreiben für das Ziel, ein einheitliches Maß für den Strömungswiderstand von Wärmeübertragern unterschiedlicher Bauart zu finden.

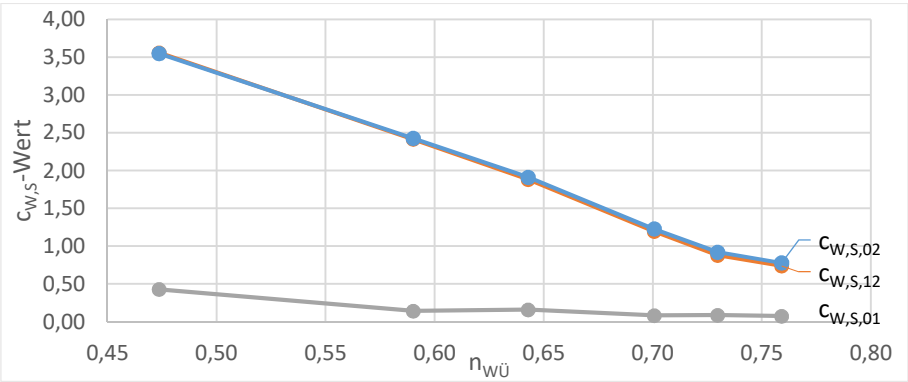


Abbildung 7-9: Verlauf der $c_{W,S}$-Werte über der Porosität des Wärmeübertragers

7.2 Ergebnisse zum grenzschichtbeeinflussten Wärmeübergang

Um den grenzschichtbeeinflussten Wärmeübergang zu untersuchen, wurden die wärmetechnischen Versuchsreihen durchgeführt. Messungen mittels Messflügel[21] und der Einsatz der Fadenharfe sollen die Auswertung zum Grenzschichteinfluss dahingehend unterstützen, dass die Geschwindigkeiten im Spalt bekannt sind und ein Eindruck vom Störgrad der Strömung vorliegt – beides Merkmale, von denen die Entwicklung der Grenzschicht abhängt. Zunächst sollen also die Ergebnisse der wärmetechnischen Versuchsreihen vorgestellt werden und darauf aufbauend werden für Grenzschichtaussagen die unterstützenden Messungen herangezogen.

Die wärmetechnischen Versuchsreihen wurden durchgeführt, um den Einfluss unterschiedlicher Durchflüsse und Spaltbreiten auf den Wärmeübergang des Wassers im Versuchsbecken auf die Platten des Wärmeübertragers zu untersuchen. Der Wärme*über*gang allein ist experimentell nicht zu ermitteln, doch kann der Wärme*durch*gang bestimmt werden. Wenn die Wärmeleitung im Wärmeübertrager und der Wärmeübergang ans Wärmeträgermedium konstant gehalten werden, können über den Wärmedurchgang Rückschlüsse auf den Wärmeübergang im Versuchsbecken gezogen werden. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurden vorgegebene Temperaturdifferenzen zwischen den Einlauftemperaturen des Primär- und des Wärmeträgerkreislaufs voreingestellt. Um den Wärmeübergang zwischen den Fluiden und den Platten des Wärmeübertragers zu untersuchen, wurden anschließend die Durchflüsse in den Kreisläufen variiert und währenddessen die Temperaturen des Vor- und Rücklaufs beider Kreisläufe aufgezeichnet.

7.2.1 Gewinnung aussagekräftiger Parameter der Wärmeübertragung

Der erste Schritt der Auswertung ist es, aus den gemessenen Größen aussagekräftige Parameter für die Wärmeübertragung abzuleiten.

Aus den experimentellen Untersuchungen sind sowohl die Durchflüsse als auch die Temperaturen an Vor- und Rücklauf bekannt. Über die Kenntnis der Temperaturen und der eingesetzten Fluide[22] sind auch deren Stoffwerte bekannt. Über Gleichung 4.8 (wärmekapazitatives Konzept) kann ermittelt werden, wie viel Wärme pro Zeit auf das Wärmeträgermedium übergegangen ist. Unter der Annahme, dass die aufgenommene Wärme lediglich vom Wasser des Versuchsbeckens (Primärkreislauf) stammt, ist somit auch der abgegebene Wärmestrom aus dem Primärkreislauf bekannt. Bei bekannter Entzugsleistung kann über Gleichung 4.10 auch der Wärmedurchgangskoeffizient bestimmt werden. Zur Berechnung der hierfür notwendigen mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz wird Gleichung 5.13 modifiziert: Da sich die Temperatur im Versuchsbecken nur geringfügig ändert (etwa 0,1 K), wird in der Gleichung nicht zwischen Vor- und Rücklauftemperatur unterschieden, sondern durchweg die mittlere Temperatur eingesetzt (Shah und Sekulić 2003, 603):

$$\Delta T_{ml} = \frac{\left(T_2{}' - T_{1,m}\right) - \left(T_2{}'' - T_{1,m}\right)}{ln\left(\frac{T_2{}' - T_{1,m}}{T_2{}'' - T_{1,m}}\right)} = \frac{T_2{}' - T_2{}''}{ln\left(\frac{T_2{}' - T_{1,m}}{T_2{}'' - T_{1,m}}\right)} \tag{7.5}$$

[21] Da die Messflügelmessungen mit *aus*gebautem, die wärmetechnischen Versuche mit *ein*gebautem Temperaturfühler durchgeführt wurden, wird in Anlage 16 kurz auf den Einfluss desselbigen eingegangen.
[22] Der Gehalt an Ethylenglykol im Ethylenglykol-Wasser-Gemisch wurde über ein Refraktometer bestimmt und war im vorliegenden Fall etwa 29 %.

mit: $T_{1,m} = \frac{T_1' + T_1''}{2}$ (7.6)

1: Wasser des Versuchsbeckens 2: Fluid im Wärmeträgerkreislauf

7.2.2 Ergebnisse aus den einzelnen Versuchsreihen

In der **ersten wärmetechnischen Versuchsreihe**, also der Versuchsreihe zum inneren Wärmeübergang, wurde der Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs variiert. Dadurch, dass der Durchfluss im Versuchsbecken konstant gehalten wurde, sind hier pro Versuchsreihe keine Aussagen zum grenzschichtbeeinflussten Wärmeübergang im Wärmeübertrager möglich. Versuchsreihenübergreifend, also mit Veränderung der Spaltbreiten, können dennoch Aussagen zur Grenzschichtentwicklung in den Spalten getätigt werden.

Um zu erläutern, welche Resultate pro Versuchsreihe erzielt werden, wird hier beispielhaft Spaltbreite 2 herausgegriffen. Zunächst kann über die aufgezeichnete Druckdifferenz überprüft werden, ob der Pumpenbetrieb des Wärmeträgerkreislaufs regulär funktioniert, beispielsweise also kein plötzliches Luftansaugen auftritt: Qualitativ sollten die Druckdifferenz-Verläufe über dem Durchfluss denen in Abbildung 7-10 entsprechen. Dass die Druckdifferenz mit steigendem Durchfluss ansteigt, ist dahingehend plausibel, dass nach Bernoulli erhöhte Geschwindigkeiten zu steigenden Druckverlusten führen. Ebenfalls in der Abbildung zu erkennen ist, dass der Druckverlust unabhängig von der eingestellten maximalen Temperaturdifferenz ist, da er rein hydraulischen Parametern unterworfen ist.

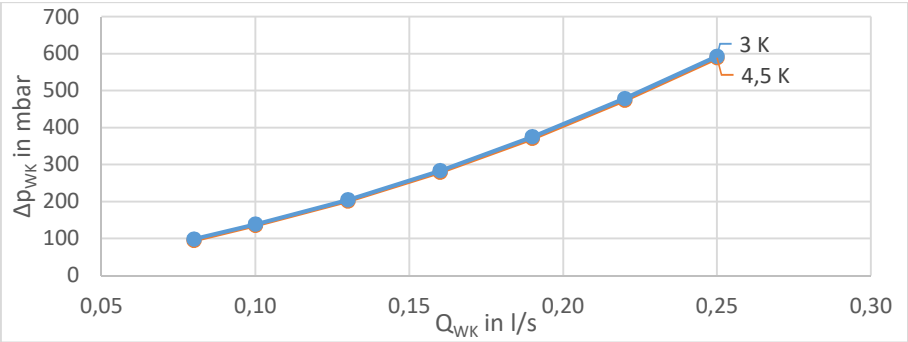


Abbildung 7-10:Verlauf der Druckdifferenz über dem Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs für S2 (1. WV)

Die während der Untersuchungen aufgezeichneten Temperaturen des Wärmeträgerkreislaufs sind nachstehender Abbildung zu entnehmen. In dieser Abbildung ist der Durchfluss in umgekehrter Reihenfolge aufgetragen. Der abnehmende Durchfluss auf der Horizontalachse ist hier ein Maß für die Zeit, da die Durchflüsse des Wärmeträgerkreislaufs im Laufe der Untersuchungen reduziert wurden. Am Verlauf der Temperaturen ist der in Kapitel 6.2.1 beschriebene quasi-stationäre thermische Betrieb der Untersuchungen zu erkennen. Da die Wärmepumpe die Temperaturen des Wärmeträgerkreislaufs nicht konstant halten kann, wird das Wärmeträgermedium vor Messbeginn gekühlt und dann für die Versuche eingesetzt. Durch die Wärmezufuhr über den Wärmeübertrager erhöhen sich die Temperaturen des Wärmeträgermediums. Aufgrund eines Pufferbehälters wird dieser Effekt jedoch verlangsamt. Sobald die Temperaturen des Vorlaufs so hoch werden, dass die gewünschte maximale Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf des Wärmeträger- und Primärkreislaufs um 0,1 bis 0,2 K unterschritten wird, wird der Versuch pausiert und das Wärmeträgermedium wieder gekühlt. Am Verlauf der Vorlauftemperatur in Abbildung 7-11 ist zu erkennen, dass in diesem Fall keine Kühlung zwischendurch nötig war.

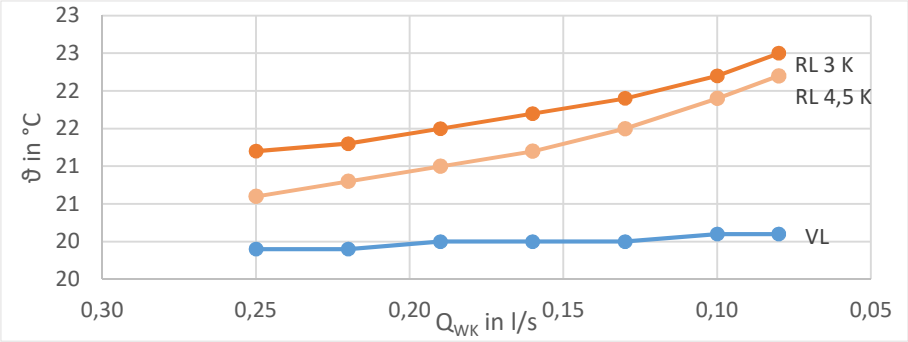


Abbildung 7-11: Verlauf der Vor- und Rücklauftemperaturen über dem Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs für S2 (1. WV). Der Durchfluss ist in umgekehrter Reihenfolge aufgetragen und ist dabei als Maß für die Zeit zu interpretieren, da die Versuche von hohem zu niedrigem Durchfluss hintereinander durchgeführt wurden.

Wie im vorangegangenen Unterkapitel beschrieben, kann aus den erhobenen Daten die Entzugsleistung ermittelt werden. Für die beiden maximalen Temperaturdifferenzen 3 K und 4,5 K ist sie in Abbildung 7-12 dargestellt. Die Entzugsleistungen beider Versuche nehmen mit dem Durchfluss zu, wobei zu erahnen ist, dass sie bei stetig steigendem Durchfluss nach und nach immer weniger zunehmen; die Kurve flacht ab. In den in Kapitel 4 vorgestellten Formeln zur Berechnung des Wärmestroms zeigt sich, dass der Wärmestrom bei höheren Temperaturunterschieden größer wird. Dies ist auch in der Abbildung erkenntlich: Die Entzugsleistungen bei einer maximalen Temperaturdifferenz von 4,5 K liegen durchweg über denen der 3 K-Differenz.

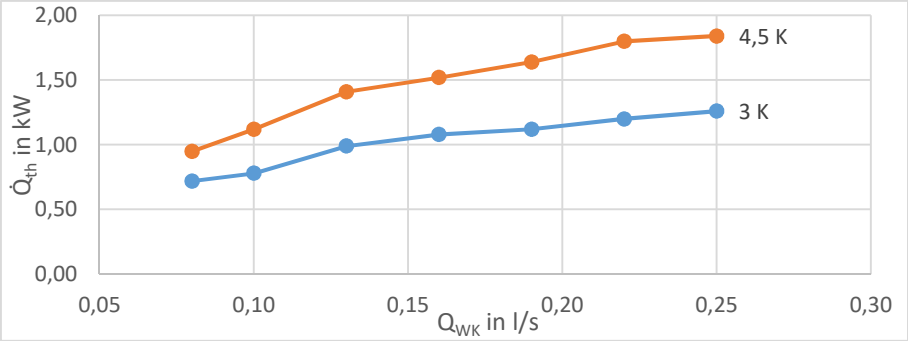


Abbildung 7-12: Verlauf der Entzugsleistung über dem Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs für S2 (1. WV)

Da die Entzugsleistung stark von der Temperaturdifferenz abhängig und entsprechend anfällig gegenüber der Temperaturdifferenz-Schwankungen des quasi-stationären Betriebs ist, wird zur Untersuchung des Wärmedurchgangs der Wärmedurchgangskoeffizient betrachtet. Er ist ein Maß für den Wärmedurchgang und dabei unabhängig von der Temperaturdifferenz. Sein Verlauf über dem Durchfluss ist in Abbildung 7-13 gezeigt. Er nimmt wie die Entzugsleistung mit steigendem Durchfluss zu, ist aber für die beiden unterschiedlichen Temperaturdifferenzen nahezu identisch. Der Verlauf für die 3 K-Differenz weist ein paar mehr Unregelmäßigkeiten auf, was dadurch bedingt ist, dass die Entzugsleistung des eingesetzten Wärmeübertragers relativ gering im Vergleich zu möglichen Messungenauigkeiten ist. Da die Entzugsleistung bei 4,5 K etwas höher liegt, sind die Schwankungen hier etwas geringer. Deswegen werden die 4,5 K-Messungen auch Schwerpunkt der Auswertung im gesamten Kapitel sein.

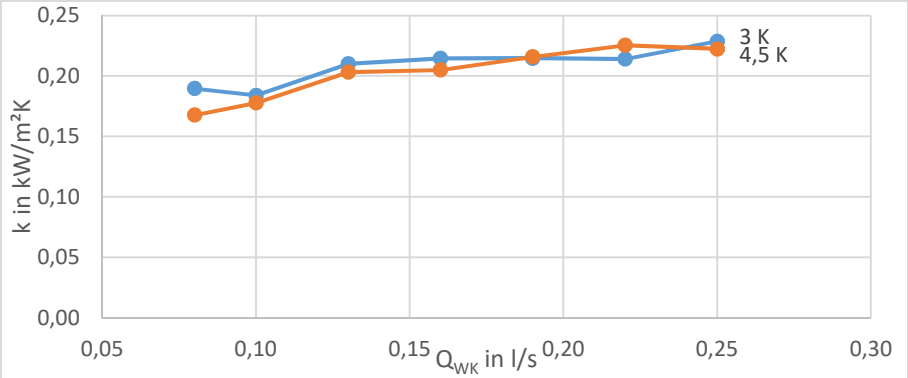


Abbildung 7-13:Verlauf des Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs für S2 (1. WV)

Ein zum Wärmedurchgangskoeffizienten alternatives Maß für die Wärmeübertragung findet sich in der Wärmeleitzahl WLZ als Verhältnis der Entzugsleistung zur realisierten maximalen Temperaturdifferenz (Borchardt 2020). Sie ist in nachfolgender Abbildung dargestellt und verhält sich sehr ähnlich zum Wärmedurchgangskoeffizienten. Kleine Unterschiede im Verlauf entstehen dadurch, dass die Temperaturschwankungen jeweils auf unterschiedliche Weise herausgerechnet wurden: Während sich der Wärmedurchgangskoeffizient auf die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz bezieht, wird die Wärmeleitzahl über die maximale Temperaturdifferenz weniger anfällig gegenüber den Temperaturschwankungen gemacht.

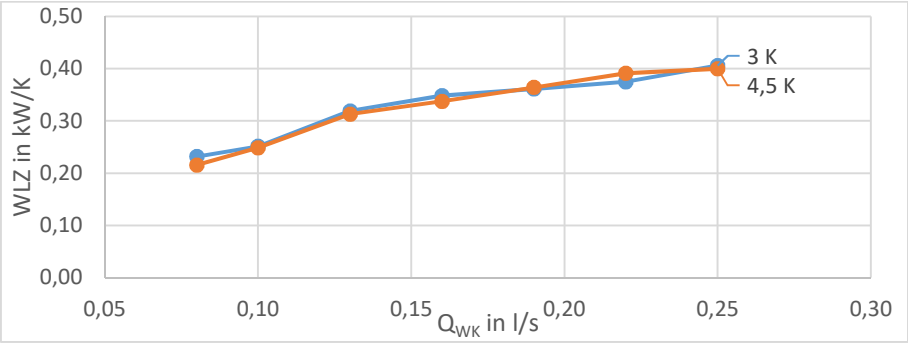


Abbildung 7-14:Verlauf der Wärmeleitzahl über dem Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs für S2 (1. WV)

Die **zweite wärmetechnische Versuchsreihe**, in der es darum geht, den äußeren Wärmeübergang zu verändern, liefert zur ersten Versuchsreihe analoge Ergebnisse, die daher im Folgenden nur kurz vorgestellt werden.

Die Entzugsleistungen – dargestellt in Abbildung 7-15 – steigen mit zunehmendem Durchfluss des Versuchsbeckens. Dabei sind die Entzugsleistungen bei einer Temperaturdifferenz von 3 K geringer als jene bei 4,5 K. Beide Temperaturdifferenzen werden untersucht, indem der Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs konstant bei maximaler Drehzahl gehalten und der Durchfluss des Versuchsbeckens variiert wird. Im Rahmen der zweiten wärmetechnischen Versuchsreihe wird eine dritte Einstellung untersucht: Die Durchfluss- und zugehörigen Temperaturdaten werden für eine maximale Temperaturdifferenz von ebenfalls 4,5 K erhoben, während der Durchfluss des Wärmeträgerkreislaufs konstant bei 70 % der maximalen Drehzahl gehalten wird. In der Abbildung ist zu sehen, dass die Entzugsleistungen damit zwischen denen der beiden anderen Einstellungen (3 K, 4,5 K bei maximaler Drehzahl) liegen.

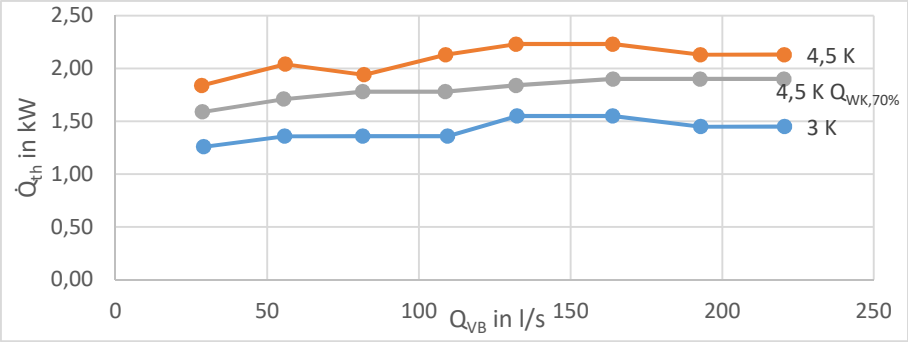


Abbildung 7-15:Verlauf der Entzugsleistung über dem Durchfluss im Versuchsbecken für S2 (2. WV)

In den beiden nachfolgenden Abbildungen sind die Wärmedurchgangskoeffizienten und Wärmeleitzahlen aufgetragen. Es bestätigt sich, dass die beiden Kennzahlen fast temperaturunabhängig, jedoch durchflussabhängig sind. Dementsprechend liegen die Verläufe für den reduzierten inneren Durchfluss etwas unterhalb derer für den maximalen inneren Durchfluss.

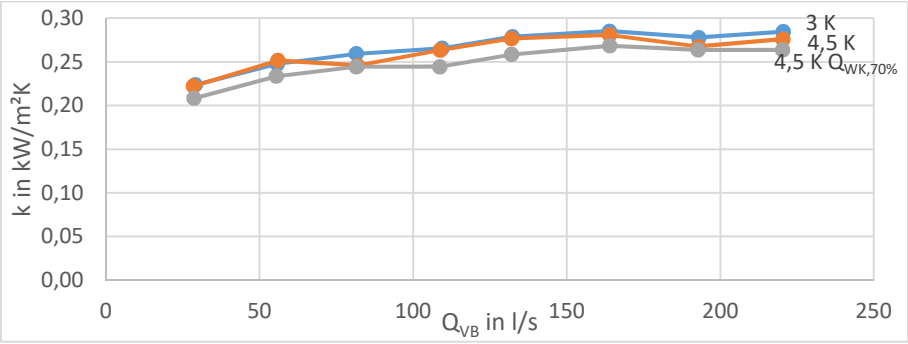


Abbildung 7-16:Verlauf des Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss im Versuchsbecken für S2 (2. WV)

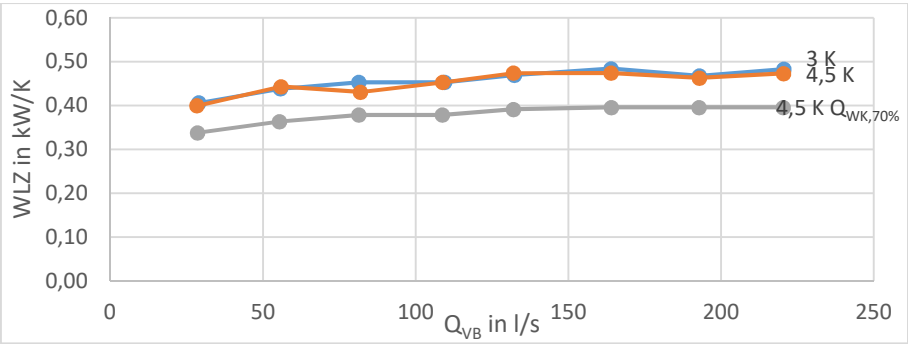


Abbildung 7-17:Verlauf der Wärmeleitzahl über dem Durchfluss im Versuchsbecken für S2 (2. WV)

Auch die Kenngrößen der zweiten wärmetechnischen Versuchsreihe sind leichten Schwankungen aufgrund von Messungenauigkeiten unterworfen. Messungenauigkeiten beider Versuchsreihen können unter anderem aus folgenden Gründen auftreten:

- Die Messgeräte (MID zur Durchflussmessung, Temperaturfühler für Temperaturmessung) weisen Messungenauigkeiten auf.[23]
- Der Durchfluss im Versuchsbecken unterliegt Schwankungen, die mit Geschwindigkeitsänderungen verbunden sind und dadurch zu Schwankungen im Wärmeübergang führen können.
- Auch wenn die Wärmedurchgangskoeffizienten und -leitzahlen unabhängig von den schwankenden maximalen Temperaturdifferenzen sind, sind sie dennoch dadurch leicht temperaturabhängig, dass sich die Stoffwerte der Fluide ändern, wenn sich die Fluidtemperaturen verändern (vor allem über die Entwicklung der Umgebungstemperatur über den Tag hinweg), die wiederum die Wärmeübertragung beeinflussen (vgl. „Temperatureffekt“ in Kapitel 5.3.2).
- Auch der Längeneffekt (vgl. Kapitel 5.3.2) spielt hier möglicherweise eine Rolle. Mit der Lauflänge ändert sich die Grenzschicht, damit das Strömungsgeschehen und deswegen auch die Qualität der Wärmeübertragung. Da die Grenzschichten – je nach Strömungsgeschwindigkeit – teilweise stetig wachsen und teilweise zusammenwachsen (sich dann also nicht weiter verändern können), ist hier kein regelmäßiger Zusammenhang zwischen Strömungsgeschwindigkeit und Wärmeübertragung zu vermuten.
- Dadurch, dass sich der Versuchsstand im Freien befindet, spielt im Versuchsbecken auch die Verschmutzung eine Rolle. Möglicherweise setzen sich pro Versuchsdurchlauf Schmutzpartikel in den Strömungsgleichrichter und sorgen so für eine leicht veränderte Anströmung, die wiederum zu lokal leicht veränderten Wärmeübergängen führen kann.
- Wie in Abbildung 3-7 dargestellt, weist die Stirnfläche jeder Wärmeübertrager-Platte eine strömungsungünstige Form auf, deren Einfluss womöglich für jede Anströmgeschwindigkeit variiert.

7.2.3 Spaltbreitenübergreifende Ergebnisse

Um Aussagen zum Einfluss der Grenzschichtausbildung auf den Wärmeübergang treffen zu können, werden die Ergebnisse nicht nur versuchsreihenintern, sondern -übergreifend betrachtet.

In Abbildung 7-18 sind die Wärmedurchgangskoeffizienten aus der **zweiten wärmetechnischen Versuchsreihe** für die 4,5 K-Messungen dargestellt, bei denen der innere Durchfluss reduziert wurde ($Q_{WK,70\%}$) – die Verläufe aus allen Versuchsreihen sind Anlage 18 bis Anlage 22 zu entnehmen.Wie zuvor für die einzelnen Versuche beschrieben, ist zu erkennen, dass die Wärmedurchgangskoeffizienten mit steigendem Durchfluss und damit steigender Anströmgeschwindigkeit ebenfalls zunehmen. Hier ist zudem ersichtlich, dass die Schwankungsbreite – aufgrund kleiner Entzugsleistungen im Vergleich zu möglichen Messungenauigkeiten – relativ groß ist und damit teilweise die Tendenzen zwischen den verschiedenen Spaltbreiten-Einstellungen trübt. Prinzipiell zeigt sich der Trend, dass der Wärmedurchgang mit zunehmenden Spaltbreiten ebenfalls steigt. Um die Schwankungen auszugleichen, sind in Abbildung 7-19 logarithmische Regressionskurven der Wärmedurchgangskoeffizienten aufgetragen.

[23] Quantitativ gilt für den Temperaturfühler, dass er mit der Genauigkeitsklasse AA Messungenauigkeiten von etwa +/- 0,1 K aufweist (Borchardt 2020).

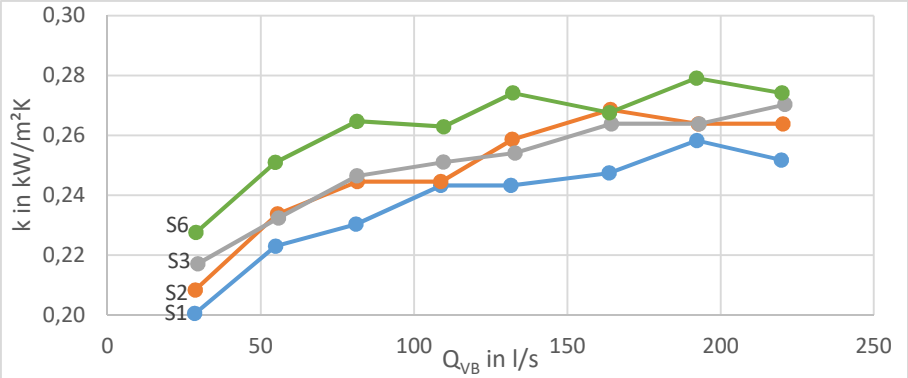


Abbildung 7-18:Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss (2. WV - 4,5 K - $Q_{WK,70\%}$)

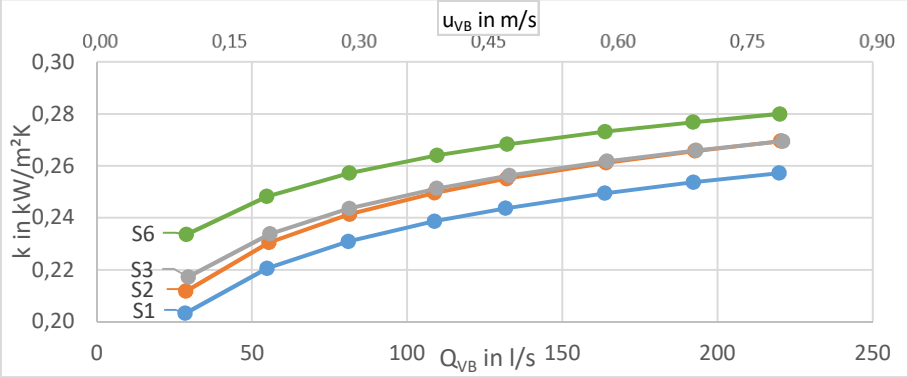


Abbildung 7-19:Idealisierter Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss (2. WV - 4,5 K - $Q_{WK,70\%}$)

Neben den im vorherigen Unterkapitel vorgestellten möglichen Ursachen für Schwankungen in den einzelnen Verläufen, treten auch Einflüsse spaltbreitenübergreifend auf, die die Trends untereinander stören bzw. einzelne Spaltbreiten-Einstellungen schwerer vergleichbar machen. Nachfolgend sind Beispiele solcher Einflüsse genannt.

- Für jede Spalt-Einstellung wurde der Wärmeübertrager aus seiner Verankerung gelöst und verbreitert. Entsprechend wurde auch die Verankerung verschoben. Zwar wurde hier auf eine gleichmäßige Verschiebung geachtet, doch kann sie nicht garantiert werden. Durch die Umbauphasen ist es also möglich, dass der Wärmeübertrager leicht versetzt zur vorherigen Einstellung aufgehängt wurde und damit einhergehend leicht andere Anströmverhältnisse erfuhr.
- Die experimentellen Untersuchungen wurden im Sommer durchgeführt. Die meisten Sommertage gingen mit direkter Sonneneinstrahlung auf den Versuchsstand einher. Daher ist es möglich, dass die Rohre und Schläuche des Wärmeträgerkreislaufs zwischen seinen Temperaturfühlern erwärmt wurden und diese Wärme teilweise an das Wärmeträgermedium abgegeben haben. Dies würde eine zusätzliche Wärmequelle darstellen, die eine erhöhte Entzugsleistung suggerieren würde. Da die Sonneneinstrahlung nicht an jedem Tag oder zu jeder Tageszeit konstant ist, variiert auch der zusätzliche Wärmeeintrag.
- Dadurch, dass die Strömung, die durch den Wärmeübertrager tritt, aus einem Rohr stammt, weist sie kein homogenes Geschwindigkeitsprofil auf; vielmehr sind die Geschwindigkeiten in den Randbereichen geringer als in der Mitte. Dieser Effekt wird von der Interaktion des Tauchstrahls mit dem stehenden Wasserkörper im Versuchsbecken unterstützt. Entsprechend wer-

den die äußeren Platten der breiteren Spalt-Einstellungen prinzipiell mit geringeren Geschwindigkeiten angeströmt als jene der ersten, kleineren Spalt-Einstellungen. Da sich die Anströmgeschwindigkeiten für S1 bis S6 allerdings nicht stark voneinander unterscheiden (vgl. Anlage 17), kann dieser Effekt hier jedoch vernachlässigt werden. Doch nicht unbedingt aufgrund der unterschiedlichen mittleren Anströmgeschwindigkeiten, sondern vielmehr wegen unterschiedlicher Bereiche der Anströmung je nach Spalt-Einstellung kann der Einfluss der strömungsungünstigen Stirnfläche der Platten variieren.

Abbildung 7-20 stellt den durch logarithmische Regression idealisierten Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten für die gleiche maximale Temperaturdifferenz, aber den maximalen inneren Durchfluss dar. Die Trends sind den zuvor beschriebenen gleich: Die k-Werte nehmen mit steigendem Durchfluss und steigender Spaltbreite zu. In dieser Abbildung scheinen die k-Werte in einen Punkt zu laufen, was hier der logarithmischen Anpassung geschuldet ist. Die originalen Messdaten (vgl. Anlage 21) zeigen unterschiedliche Werte für die hohen Durchflüsse. Die Tendenz, dass sich die k-Werte der jeweiligen Spalt-Einstellung bei höheren Durchflüssen einander annähern, zeigt sich allerdings in allen Versuchen der zweiten wärmetechnischen Versuchsreihe. Es sieht also wie folgt aus:

Der abflachende Verlauf aller Wärmeübergangskoeffizienten zeigt, dass der Wärmeübergang vom strömenden Fluid an eine Berandung nicht im gleichen Maße ansteigt wie der zugrunde liegende Durchfluss bzw. die damit einhergehende Geschwindigkeit (vgl. obige Horizontalachse der Abbildung 7-19 und Abbildung 7-20). Dass die Kurven der breiteren Spalte bzw. der höheren Wärmedurchgangskoeffizienten schneller abflachen als die der schmaleren Spalte, lässt vermuten, dass es eine konkrete Geschwindigkeit gibt, über der der Wärmeübergang kaum noch steigt. Dass Wärmeübertragungsplatten eine konkrete Geschwindigkeit für den optimalen Wärmeübergang besitzen, vermutet auch Marotz (1977, 379), der eine konkrete Geschwindigkeit von 0,4 m/s angibt. Gründe oder Rahmenbedingungen für genau diese Geschwindigkeit nennt er nicht. Mit dieser Geschwindigkeit ist die Strömungsgeschwindigkeit zwischen den Platten gemeint, daher kann sie nicht mit den in den folgenden Abbildungen aufgetragenen Geschwindigkeiten der Anströmung verglichen werden. Sie wird daher im folgenden Unterkapitel noch einmal aufgegriffen, in dem die Geschwindigkeiten in den Spalten miteinbezogen werden.

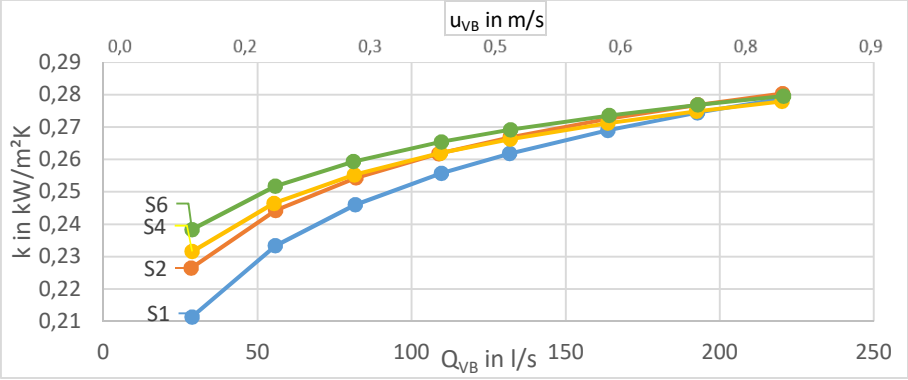


Abbildung 7-20:Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss (2. WV - 4,5 K)

Mit der Erkenntnis, dass die größer werdenden Spaltbreiten die Wärmeübertragung verbessern, ab einer gewissen Spaltbreite die Wärmeübertragung allerdings unverhältnismäßig wenig verbessert wird, sollte beim Einsatz eines Wärmeübertragers also über eine sinnvolle Apparatbreite nachgedacht werden. Prinzipiell sorgt eine Verbreiterung der Spalte für eine Verbesserung des Wärmeübergangs; ist allerdings – den Rahmenbedingungen geschuldet – eine maximale Breite vorgegeben, kann in

Betracht gezogen werden, Wärmeübertrager-Platten zu entfernen, was zwar weniger Übertragungsfläche, dafür aber höhere Anströmgeschwindigkeiten bedeutet. Für den vorliegenden Wärmeübertrager ist zwar keine Verbesserung der Wärmeübertragung bei gleichbleibender Spaltbreite durch Entfernen einer Platte möglich, doch kann zumindest Material eingespart werden, wenn es darum geht, 10 Stegplatten bei Spalteinstellung 1 oder 9 Platten bei Spalteinstellung 6 einzusetzen. Beide Varianten liefern etwa den gleichen Wärmestrom pro Kelvin, wie es in Anlage 23 zu sehen ist. Weiterer Vorteil der Variante mit 9 Stegplatten bei Spalteinstellung 6 ist derjenige, dass die höheren Strömungsgeschwindigkeiten weniger Ablagerungen am Wärmeübertrager und damit langfristig mehr Ertrag bzw. weniger Wartungsarbeiten bedeuten.

Beim Vergleich der Spalt-Einstellungen für die **wärmetechnische Versuchsreihe zum inneren Wärmeübergang** zeigt sich ebenfalls, dass die Wärmeübertragung bei steigendem Durchfluss und steigender Spaltbreite verbessert wird. Dargestellt ist dieser Zusammenhang in Abbildung 7-21 über den Wärmedurchgangskoeffizienten und die Wärmeleitzahl.

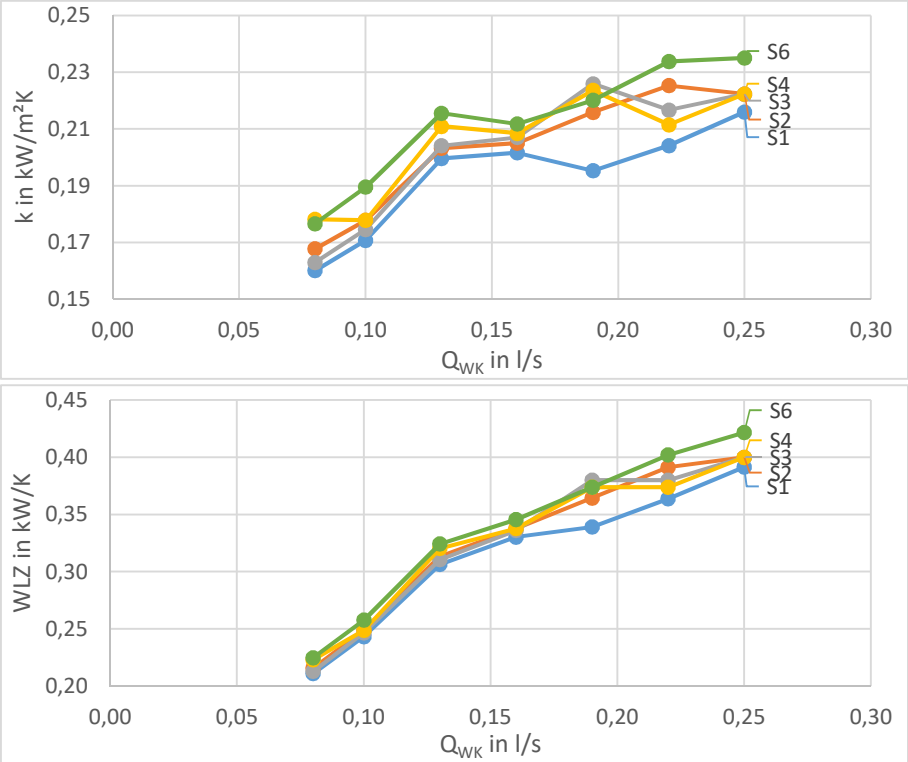


Abbildung 7-21: Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten und Wärmeleitzahlen über dem Durchfluss (1. WV - 4,5 K)

Beide Kennzahlen spiegeln wider, wie gut die Wärmeübertragung ist, wie es sich auch in der Abbildung zeigt. In diesem Fall scheinen die Schwankungen aufgrund der Abweichungen der maximalen Temperaturdifferenz über die Wärmeleitzahl besser ausgeglichen worden zu sein als über den Wärmedurchgangskoeffizienten. Daher wird hier die Wärmeleitzahl verwendet, um über polynomische Regressionskurven idealisiert die Trends der Spalt-Einstellungen wiederzugeben.

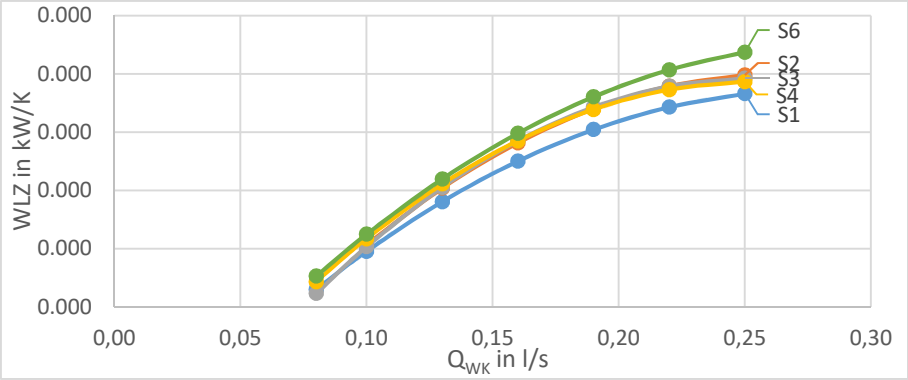


Abbildung 7-22:Idealisierter Verlauf der Wärmeleitzahlen über dem Durchfluss (1. WV - 4,5 K)

Dass die Wärmeleitzahl mit zunehmendem Durchfluss steigt, bedeutet, dass der innere Wärmeübergang mit zunehmenden Strömungsgeschwindigkeiten besser wird. Dass die Wärmeleitzahl auch mit breiter werdenden Spalten steigt, kann allerdings nicht durch den inneren Wärmeübergang erklärt werden, da sich dieser pro Spalteinstellung nicht ändert. Die Verbesserung der Wärmeübertragung durch breitere Spalte hingegen liegt auch in der ersten wärmetechnischen Versuchsreihe am verbesserten äußeren Wärmeübergang. Somit kann das Ergebnis der zweiten wärmetechnischen Versuchsreihe, dass die Wärmeübertragung durch breiter werdende Spalte verbessert wird, auch von der ersten wärmetechnischen Versuchsreihe bestätigt werden.

Um für dieses Verhalten eine Erklärung zu finden, soll im folgenden Unterkapitel die Grenzschicht mit einbezogen werden.

7.2.4 Ergebnisse zum Wärmeübergang in Bezug auf die Grenzschicht-Theorie

Die Wärmeübertragung wird sowohl mit zunehmendem Durchfluss als auch mit breiter werdenden Spalten verbessert. Beiden Phänomenen liegt die Zunahme der Strömungsgeschwindigkeiten in den Spalten zugrunde. Die Frage ist nun, was die Strömungsgeschwindigkeit in den Spalten mit der Wärmeübertragung zu tun hat: Vor allem beeinflusst sie die Entwicklung der Strömungs- und Temperaturgrenzschichten an den Platten des Wärmeübertragers, welche wiederum unterschiedliche Arten der Wärmeübertragung hervorrufen. Die Auswirkungen der Strömungsgeschwindigkeiten auf die Grenzschichten und damit den Wärmeübergang sind Schwerpunkt dieses Unterkapitels.

Wie in den Kapiteln 3.1 und 5.1 erläutert, sind außerhalb der Grenzschichten konvektive Transportmechanismen dominant, während in den laminaren Grenzschichten die diffusiven Mechanismen an Einfluss gewinnen. Für die Strömungsgrenzschicht handelt es sich bei der transportierten Größe um Strömungswirbel, für die Temperaturgrenzschicht um Wärme. Da Wasser mit einer Prandtl-Zahl von 6 bis 7 (bei 20 – 26 °C) (VDI 2013, 176) bzw. einer turbulenten Prandtl-Zahl von etwa 0,9 (vgl. Kapitel 5.2) also Prandtl-Zahlen der Größenordnung O(1) aufweist, entwickeln sich seine Temperaturgrenzschichten mit einer ähnlichen Dicke wie die der Strömungsgrenzschicht (vgl. Kapitel 5.1). Im Bereich der Strömungs- bzw. Temperaturgrenzschicht wird Wärme also zu großen Teilen über Wärmeleitung transportiert, außerhalb dieser Zone überwiegt der konvektive Wärmetransport. Da Wasser Wärme über konvektive Prozesse (Vermischung durch Turbulenz) wesentlich besser transportieren kann als über reine Wärmeleitung (geringe Wärmeleitfähigkeit), beeinflusst die Entwicklung der Grenzschicht das Wärmetransportgeschehen erheblich.

Die Temperaturgrenzschichten sind nur schwer zu ermitteln. Da diese jedoch für Wasser ähnlich groß sind wie die Strömungsgrenzschichten, die wiederum theoretisch berechenbar sind, sind Rückschlüsse auf die Temperaturgrenzschicht und das Wärmeübertragungsverhalten möglich.

Umschlag der laminaren in die turbulente Grenzschicht

Bei der theoretischen Berechnung der Strömungsgrenzschichten ist der Umschlag der laminaren in die turbulente Grenzschicht von einer kritischen Reynolds-Zahl abhängig, für die wiederum je nach den Verhältnissen in der Strömung unterschiedliche Werte angegeben sind. Beeinflusst wird die kritische Reynolds-Zahl vor allem (vgl. Kapitel 3.2.1)

- vom Störgrad der Anströmung,
- davon, wie sehr der Einlauf in den durchströmten Körper die Strömung stört, und
- von der Rauheit der Berandung,

wobei die kritische Reynolds-Zahl mit zunehmender Störung kleiner wird. Außerdem hat auch das Seitenverhältnis des Spalts Auswirkungen auf die kritische Reynolds-Zahl (vgl. Kapitel 3.3.2). Nach Wibel (2009, 110) wirkt sich ein größeres Seitenverhältnis stabilisierend auf die Strömung aus; die kritische Reynolds-Zahl wird also mit zunehmendem Seitenverhältnis größer.

Je nach Einflüssen kann sich die Grenzschicht in den Wärmeübertrager-Spalten wie in Abbildung 3-6 ganz unterschiedlich entwickeln. Kapitel 2.1 gibt kritische Reynolds-Zahlen für den Umschlag an ebenen Platten zwischen 10^5 und $4 \cdot 10^6$ an. Um für die folgende Grenzschichtberechnung die kritische Reynolds-Zahl der Strömung in den experimentellen Untersuchungen abzuschätzen, werden die Einflussfaktoren nacheinander betrachtet.

Das Seitenverhältnis wurde schon in Kapitel 3.3.2 ermittelt und liegt damit im Bereich stabilisierender Wirkung. Nach Gleichungen 3.22 – 3.24 wird berechnet, ob es sich im Wärmeübertrager um ein hydraulisch glattes oder raues Verhalten handelt. Das Produkt aus der Reynolds-Zahl und der relativen Rauheit ist in Anlage 24 dargestellt und ist durchweg kleiner als 65, dementsprechend verhält sich die Strömung im Spalt hydraulisch glatt.

Zur Einschätzung des Störgrads der Anströmung und der durch den Einlauf in den Wärmeübertrager induzierten Störung der Strömung wurde die Fadenharfe eingesetzt. In Anlage 25 sind ausgewählte Fotoaufnahmen der Anströmung für Spaltbreite 5 (Q_{VB}=29 l/s, 222 l/s) und 6 (Q_{VB}=222 l/s) dargestellt. Dabei scheinen die Fäden in der Anströmung für Q_{VB}=222 l/s relativ zielgerichtet und gleichmäßig in die Strömungshauptrichtung zu zeigen und weisen nur leichte wellige Verläufe auf. In den Aufnahmen zur Spaltbreite 6 sieht es so aus, als wären die Fäden im unteren Bereich gleichförmiger, weniger wellig als im oberen Bereich. Dies kann damit zusammenhängen, dass die Strömungsgeschwindigkeiten im unteren Bereich tendenziell höher sind, wie es die Tabellen in Kapitel 7.1.1 und 7.1.2 zeigen. Die Schwankungen um die mittlere Geschwindigkeit weichen im oberen und unteren Bereich kaum voneinander ab (vgl. Anlage 26). Die Fäden liegen in der Anströmung für Q_{VB}=29 l/s zwar nicht mehr so gerade wie für Q_{VB}=222 l/s, doch können sie noch als gleichförmig angesehen werden. Die Strömung ist zwar turbulent[24], allerdings scheint der Störgrad der Strömung nicht so hoch, dass über eine kritische Reynolds-Zahl unterhalb des vorgeschlagenen Bereichs nachgedacht werden muss.

[24] Der Turbulenzgrad der Anströmung im Versuchsbecken beträgt maximal 0,14 bis 0,20 (Borchardt 2020).

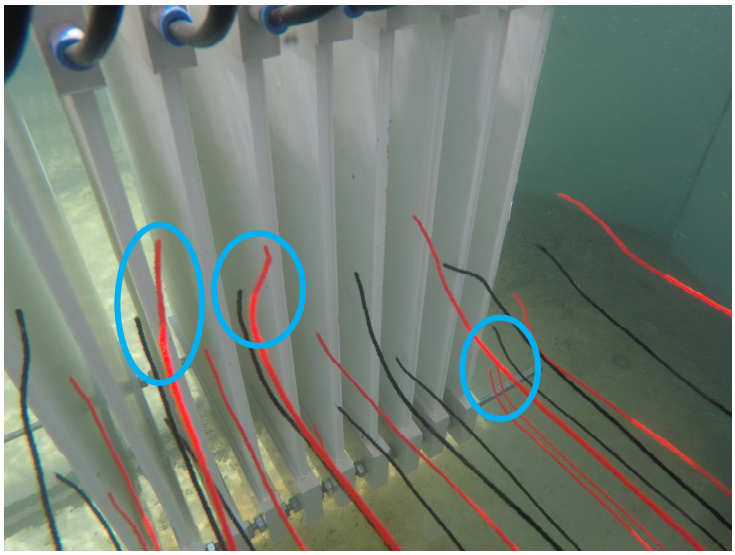


Abbildung 7-23:Die Fäden in der Strömung vor dem Wärmeübertrager (S5, Q=222 l/s)

In obiger Abbildung und in Anlage 27 ist das Verhalten der Fäden unmittelbar vor dem Einlauf in den Wärmeübertrager gezeigt. Die Fäden scheinen sich nicht in der U-Form der Stegplatten-Stirnfläche zu verfangen, sondern daran vorbeizugleiten. Dabei sind vermehrt Fäden zu erkennen, die sich nach rechts an den Platten vorbei ausrichten. Möglicherweise trägt der Drall der Anströmung (in Strömungsrichtung im Uhrzeigersinn, vgl. Kapitel 7.1.1) zur Orientierung der Fäden bei, vielleicht bilden sich aber auch kleine Wirbel in den Stegplatten-Einwölbungen, die die Fäden nach rechts abdrängen. Für den geringsten Durchfluss von 29 l/s ist die Tendenz nicht eindeutig zu erkennen, da die geringeren Strömungsgeschwindigkeiten welligere Fäden implizieren, bei deren Momentaufnahme also weniger sicher interpretiert werden kann, woher das Fadenverhalten stammt. Insgesamt scheinen die Fäden bei sowohl dem geringen als auch dem hohen Durchfluss jedoch in die Spalte zu gleiten; eine weitreichende Beeinträchtigung der Strömung beim Eintritt in die Spalte ist also nicht zu erwarten.

Da insgesamt also einige mögliche Störfaktoren auftreten (turbulente Anströmung, strömungsungünstige Einlaufbedingungen in den Wärmeübertrager), wird die kritische Reynolds-Zahl wahrscheinlich relativ klein sein. Da die Störfaktoren allerdings keine allzu großen Störungen hervorrufen, wird dennoch eine Reynolds-Zahl im vorgeschlagenen Bereich gewählt, hier also der kleinste Wert im vorgeschlagenen Bereich: $Re_{krit} = 10^5$.

<u>Ermittlung der Grenzschichtdicken über die Messflügelmessungen</u>

Nach Gleichung 3.1 kann die laminare Grenzschicht entlang der Stegplatten berechnet werden. Nach einer kritischen Lauflänge nach Gleichung 3.2 mit $Re_{krit} = 10^5$ schlägt die laminare Schicht in die turbulente Grenzschicht, die selbst wiederum mithilfe der Gleichung 3.4 bestimmt werden kann. Zur Ermittlung der Grenzschichtdicken muss die Geschwindigkeit der Kernströmung bekannt sein. Hierzu wurden – wie in Kapitel 6.2.1 erläutert – Messungen mittels Messflügel vorgenommen. Im Rahmen der Messflügelmessungen wurde der Messflügel in die Mitte der Spalte gehalten, in der er die Geschwindigkeit erfasst hat. In einer vollausgebildeten Strömung würde es sich hierbei um das Geschwindigkeitsmaximum handeln (vgl. Abbildung 3-4, Bereich IV). Sollte in diesem Fall die mittlere Geschwindigkeit der (turbulenten) Strömung berechnet werden, müsste sie nach Gleichung 3.21 umgerechnet werden. Da in den Spalten des Wärmeübertragers noch nicht die hydrodynamische Einlauflänge (vgl. Kapitel 2.4) erreicht ist, wie in Anlage 28 erkennbar ist, wird in der Theorie davon

ausgegangen, dass es sich in der Spaltmitte um eine der Umgebung sehr ähnliche Geschwindigkeit handelt (vgl. Abbildung 3-4, Bereich I-III).

Da der Messflügel lediglich für die Spaltbreiten 4 bis 6 ausreichend Platz zwischen den Spalten hatte, liegen für Spaltbreiten 1 bis 3 keine konkreten Geschwindigkeiten in den Spalten vor. Mithilfe der Kenntnis, wie sich die Spaltgeschwindigkeiten von S4 bis S6 bei einem Durchfluss von 203 l/s entwickelt haben, sollen die unbekannten Geschwindigkeiten abgeschätzt werden. In Anlage 29-A und -B sind für die Spaltbreiten 4 bis 6 die messpunktspezifischen Geschwindigkeiten bei Q=203 l/s vor, in und hinter dem Wärmeübertrager dargestellt. Hier unterscheidet sich S4 in dem Sinne von S5 und S6, dass zum einen eine größere Geschwindigkeitsreduktion auftritt ($(u_2/u_1)_{S4} < (u_2/u_1)_{S5}$, $(u_2/u_1)_{S6}$) und zum anderen der Einlauf in den Wärmeübertrager stärker ins Gewicht fällt: Das mittlere Geschwindigkeitsverhältnis $\left(u_2/u_{Spalt}\right)_{S4}$ ist sehr nah an 1, also ist der Geschwindigkeitsverlust hier verhältnismäßig klein, während sich der Großteil der Geschwindigkeitsreduktion auf den Einlauf zurückführen lässt: $\left(u_{Spalt}/u_1\right)_{S4} = 0{,}72 \approx (u_2/u_1)_{S4}$. Für S5 und S6 verhält es sich gerade umgekehrt; der Geschwindigkeitsverlust am Eintritt in den Wärmeübertrager nimmt hier – wie schon in Kapitel 7.1.3 beschrieben – deutlich ab. Die kleinen Spaltbreiten 1 bis 3 orientieren sich demnach mehr an Spaltbreite 4 als an Spaltbreite 5 oder 6. Deswegen wird für die Spaltgeschwindigkeiten 1 bis 3 angenommen, dass sie nahezu (99 %) der Strömungsgeschwindigkeit hinter dem Wärmeübertrager entsprechen (vgl. Anlage 29- C). In Schritt D jener Anlage wird angenommen, dass sich die Spaltgeschwindigkeiten in den Spaltbreiten 1 bis 3 bei den Durchflüssen der zweiten wärmetechnischen Versuchsreihe im gleichen Verhältnis zueinander reduzieren, wie sie es beim Durchfluss für die ADV-Messungen (203 l/s) tun. Damit sind die relevanten Spaltgeschwindigkeiten bekannt und können zur Ermittlung der Grenzschichtdicken herangezogen werden.

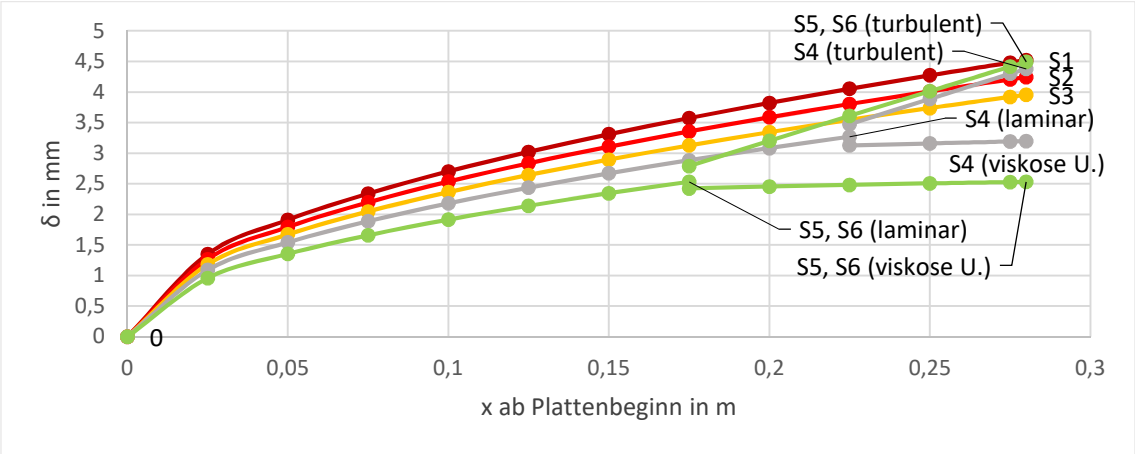


Abbildung 7-24:Gegenüberstellung der Grenzschichtverläufe (Q=203 l/s)

Die Berechnung der Grenzschichtdicken je Durchfluss kann Anlage 30 bis Anlage 38 entnommen werden. In obiger Abbildung ist beispielhaft für den Durchfluss der ADV-Messungen die Entwicklung der Grenzschicht pro Spaltbreite zu erkennen. Die Grenzschichtausbildungen für die Durchflüsse 29 l/s bis 222 l/s sind in Anlage 39 zu finden. Die laminaren Grenzschichten wachsen stets in Laufrichtung an und schlagen am Umschlagpunkt in die turbulente Grenzschicht mit viskoser Unterschicht um. Speziell für Q=203 l/s in obiger Abbildung liegt der Umschlagpunkt für die Spaltbreiten 1 bis 3 hinter dem Wärmeübertrager, daher ist in der Abbildung lediglich die laminare Grenzschicht aufgetragen. Im Allgemeinen ist deutlich zu erkennen, dass die Grenzschichten mit zunehmender Spalt-

breite schmaler werden[25], was damit zusammenhängt, dass bei breiteren Spalten höhere Strömungsgeschwindigkeiten auftreten und nach Kapitel 3.2.1 höhere Strömungsgeschwindigkeiten mit dünneren Grenzschichten einhergehen. Außerdem wandert auch der Umschlagpunkt weiter zum Plattenbeginn, je höher die Strömungsgeschwindigkeiten werden, da mit ihnen auch eine Erhöhung der Reynolds-Zahlen einhergeht.

Neben dem Vergleich unterschiedlicher Spaltbreiten pro Durchfluss soll auch die Veränderung der Grenzschichtverläufe im einzelnen Spalt bei unterschiedlichen Durchflüssen verglichen werden. Die Gegenüberstellung der Verläufe für S1 und S6 ist in Anlage 40 zu sehen. Auch hier zeigt sich, dass die Grenzschichtdicken mit zunehmender Geschwindigkeit – in diesem Fall induziert durch erhöhte Durchflüsse statt verbreiterter Spalte – kleiner werden.

Die Fäden der Fadenharfe zeigen teilweise ein Verhalten, das vermuten lässt, dass es der Ausbildung der Grenzschicht ähnelt. Beispielhaft ist ein Faden im Wärmeübertrager mit der Spalteinstellung 5 und einem Durchfluss von 222 l/s gezeigt. Für diese Situation liegt der errechnete Umschlagpunkt fast auf halber Wärmeübertrager-Länge, etwas näher am Plattenbeginn. Durch die Perspektive ist der mögliche Umschlagpunkt nicht klar zu lokalisieren, doch liegt die Ausbeulung des Fadens in etwa in diesem Bereich. Nach dem theoretischen Ansatz beträgt die turbulente Grenzschicht am Spaltaustritt weniger als die halbe Spaltbreite. Der Faden würde die Grenzschicht demnach lediglich grob umranden. In Anlage 41 finden sich weitere Eindrücke zur Ausrichtung der Fäden im Spalt.

Abbildung 7-25:Ausrichtung des Fadens im Wärmeübertrager-Spalt

Abbildung 7-26 zeigt beispielhaft für S1 und S6 beim geringsten und höchsten Versuchsdurchfluss, wie stark die Grenzschichten den jeweiligen Spalt ausfüllen. Dabei ist zu erkennen, dass die Grenzschicht der Spaltbreite 1 durch die geringe Strömungsgeschwindigkeit und Spaltbreite den Spalt wesentlich stärker füllt als die der Spaltbreite 6, in der die höhere Strömungsgeschwindigkeit die Grenzschicht zurückdrängt und auch der Spalt selbst mehr Platz bietet. Während Spaltbreite 1 fast über alle Durchflüsse hinweg von der laminaren Grenzschicht ausgefüllt wird, lässt Spalteinstellung 6 der Kernströmung Platz. Ab Spaltbreite 5 wird der Spalt auch beim geringsten Durchfluss nicht mehr vollständig von der laminaren Grenzschicht ausgefüllt. Dies kann eine Begründung dafür sein, dass die Strömung beim Durchgang durch den Wärmeübertrager ab S5 merklich weniger Geschwindigkeitsverluste erfährt, wie es auch in Kapitel 7.1.3 beschrieben wurde.

[25] Die Grenzschichten von S5 und S6 liegen hier übereinander, da mit dem Messflügel annähernd gleiche Geschwindigkeiten im Spalt gemessen wurden.

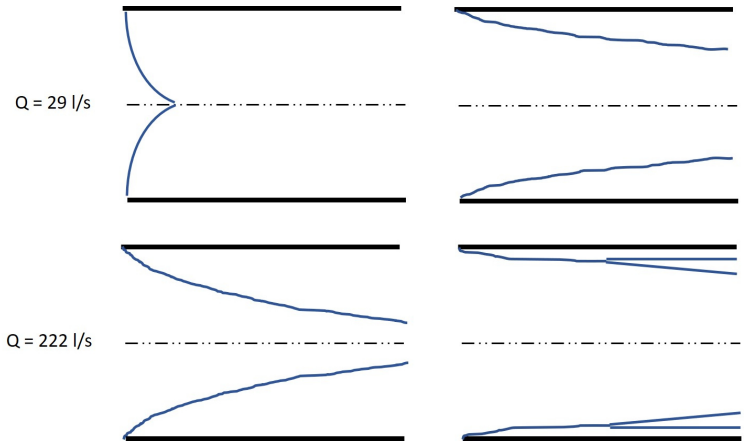


Abbildung 7-26:Entwicklung der Grenzschichten an S1 (links) und S6 (rechts)

Zuletzt soll der Gesichtspunkt einer von Marotz (1977, 379) empfohlenen maximalen Geschwindigkeit aufgegriffen werden (vgl. Kapitel 7.2.3). Auf Basis der Messflügel-Messdaten sind in nachfolgender Abbildung die Datenpunkte rot markiert, an denen eine Spaltgeschwindigkeit von 0,4 m/s herrscht. Ob genau an diesen nun die Kurven der Wärmedurchgangskoeffizienten maßgeblich abflachen und damit eine Steigerung der Anströmgeschwindigkeit ineffizient machen, ist hineininterpretierbar, aber nur schwerlich sicher zu sagen. Auch ist es ohne eine Begründung der Aussage durch Marotz (1977, 379) selbst hinderlich, die entsprechende Vermutung zu untersuchen. Möglicherweise bietet die Geschwindigkeit von 0,4 m/s einen Kompromiss zwischen notwendiger Leistung zur Gewährleistung der Geschwindigkeit (Pumpe, Fallhöhe) und Dicke der laminaren Grenzschicht. Doch wäre in diesem Fall kein Augenmerk auf dem Platz der Kernströmung zur turbulenten Vermischung, dem in einer Durchströmung sicherlich Rechnung getragen werden sollte. Möglicherweise könnte in weiterführenden Untersuchungen eine Aussage zu einem geeigneten Verhältnis erarbeitet werden, welches den Platz der laminaren Grenzschicht zum Platz der turbulenten Strömung anzeigt über entsprechende Korrelationen von Spaltgeschwindigkeit und -breite. Dabei kann das „geeignete Verhältnis“ darüber definiert werden, wann die Kurve des Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss lediglich eine gewisse Steigung oder Krümmung aufweist.

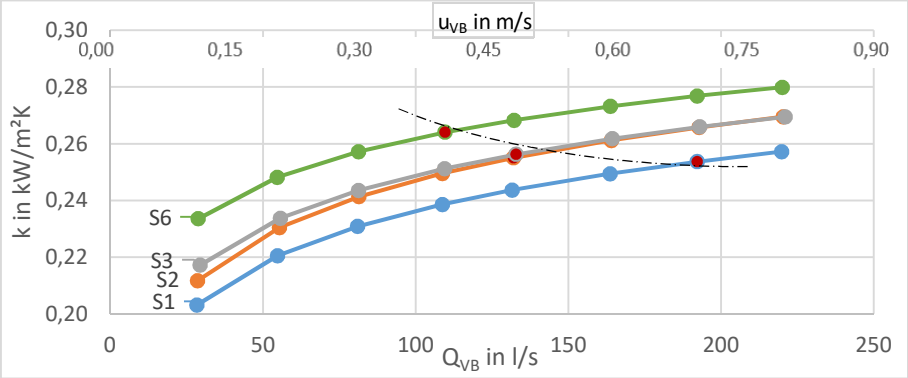


Abbildung 7-27:Idealisierter Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten (2. WV - 4,5 K - $Q_{WK,70\%}$) mit Markierung bei Überschreiten der 0,4 m/s im Spalt

8 Numerische Modellierung

Ingenieurwissenschaftliche Fragestellungen müssen zumeist entweder für eine analytische Lösung stark vereinfacht oder intensiv in einer experimentellen Variantenuntersuchung beantwortet werden. Die Numerik bietet die Möglichkeit, einige Problemstellungen durch numerische Lösungsverfahren mit weniger Vereinfachungen zu lösen oder durch numerische statt experimenteller Variantenstudien Zeit- und Materialaufwendungen zu reduzieren (Polifke und Kopitz 2009, 504 u. 506). Voraussetzung ist, dass die jeweilige Problemstellung mittels numerischer Software gut abgebildet und über geeignete experimentell erhobene Daten kalibriert werden kann.

Neben den experimentellen Untersuchungen an einem Wärmeübertrager in fließendem Wasser soll nun also überprüft werden, inwieweit ein solcher numerisch, und zwar mithilfe von OpenFOAM, abgebildet werden kann. Dafür wird im Folgenden kurz beschrieben, welche allgemeinen Aspekte in der Numerik beachtet werden müssen, bevor OpenFOAM näher beleuchtet wird. Neben einer kurzen Vorstellung jener „Plattform“ werden verschiedene sogenannte Solver vorgestellt, die für eine numerische Abbildung eines Wärmeübertragers im Fließgewässer von Nutzen sein können.

8.1 Einführung in die Numerik

In der Numerik allgemein geht es darum, ein mathematisches Modell, das die realen Phänomene möglichst gut beschreibt, mithilfe des Computers näherungsweise zu lösen. Dafür werden die Differentialgleichungen, die das mathematische Modell darstellen, diskretisiert, also so approximiert, dass der Computer die Gleichungen lösen kann. Die numerische Lösungsmethode enthält dabei folgende Komponenten:

- Das *numerische Gitter* besteht aus diskreten Punkten, die das zu berechnende Gebiet in eine finite Anzahl kleiner Teilgebiete aufteilen.
- Die *Diskretisierungsmethode* ist jene Methode, die zur Approximation der Differentialgleichungen genutzt wird. Dabei stehen unter anderen die Finite-Elemente-, Finite-Differenzen- oder Finite-Volumen-Methode zur Verfügung. Über die Art der Approximation wird entschieden, wie zwischen den verschiedenen Gitterpunkten interpoliert wird.
- Da die numerische Berechnung auf iterativen Methoden fußt, wird über *Konvergenzkriterien* festgelegt, wann die Berechnung beendet werden soll.

Ein numerisches Berechnungsverfahren sollte dabei stabil sein, also Fehler, die während des numerischen Lösungsprozesses auftauchen, nicht anfachen, und es sollte konsistent sein. Das bedeutet, dass die Lösung der diskretisierten Gleichung zur Lösung der Differentialgleichung strebt, wenn die Abstände des numerischen Gitters infinitesimal klein werden.

Da es sich in der Numerik lediglich um Näherungslösungen handelt, können Ungenauigkeiten im Prozess von der Aufgabenstellung bis zum Ergebnis an vielen Stellen auftreten. Hier sollen die drei Arten systematischer Fehler in numerischen Lösungen erwähnt werden (Ferziger und Perić 2008, 41):

- Modellfehler: Gemeint ist die Ungenauigkeit, die dadurch entsteht, dass das mathematische Modell, das die reale Situation beschreiben soll, diese kaum exakt darstellen kann. Es wird also immer eine Diskrepanz zwischen der Realität und der exakten Lösung des mathematischen Modells geben.
- Diskretisierungsfehler: Damit wird der Fehler bezeichnet, der dadurch entsteht, dass die exakten Differentialgleichungen des mathematischen Modells approximiert werden müssen, um

numerisch gelöst werden zu können. Die Lösungen der approximierten Gleichungen stimmen dann nicht exakt mit denen der Differentialgleichungen überein.
- Iterationsfehler: Auch das approximierte Gleichungssystem wird nicht exakt, sondern iterativ berechnet. Die Berechnung wird nach einer festgelegten Anzahl an Iterationsschritten beendet, wodurch das Ergebnis einen Restfehler behält.

Das Ergebnis numerischer Simulation sollten also immer kritisch hinterfragt und bewertet werden.

8.2 Einführung in die numerische Modellierung mit OpenFOAM

Die numerische Strömungsmechanik (Computational Fluid Dynamics – CFD) ist ein Teilgebiet in der Numerik, das sich speziell mit Phänomenen aus der Strömungsmechanik auseinandersetzt. OpenFOAM (Open Source Field Operation and Manipulation) ist ein numerisches Softwarepaket, das sich genau mit jener numerischen Strömungsmechanik befasst. Es ist ein in C++ geschriebenes, frei zugängliches Softwarepaket und stellt neben vielen Lösungsverfahren (Solver[26]) zur eigentlichen Berechnung der Problemstellungen auch Möglichkeiten des Pre- und Postprocessings zur Verfügung. Im Rahmen des Postprocessings erfolgt die graphische Aufbereitung der Ergebnisse standardmäßig mit ParaView. Solver gibt es für verschiedene Problemstellungen, unter anderem für Mehrphasenströmungen und Wärmeübertragung, und können prinzipiell auch über OpenFOAM-eigene Syntax neu geschrieben werden. Zur Diskretisierung wird vor allem die Finite-Volumen-Methode genutzt.

Ein OpenFOAM-Projekt besteht zu Beginn prinzipiell aus diesen drei Ordnern:

- „0“: Hierin sind Dateien enthalten, die jeweils die relevanten physikalischen Größen in Bezug auf deren Dimension, Anfangs- und Randbedingungen definieren.
- „constant“: Dateien in diesem Ordner bestimmen Eigenschaften der stattfindenden Prozesse, wie z.B. thermophysikalische Eigenschaften, Transport- und Turbulenzeigenschaften.
- „system“:
    - In der Datei „blockMeshDict“ wird mittels definierter Ecken, Blöcke etc. das Untersuchungsgebiet festgelegt.
    - In „fvSolution“ werden die Solver, Konvergenzkriterien und Relaxationsfaktoren der jeweiligen physikalischen Größen definiert.
    - „fvSchemes“ setzt die Diskretisierungsverfahren der physikalischen Größen fest.
    - „setFieldsDict“ ist optional; mithilfe dieser Datei kann die Ausgangssituation stellenweise in ihren Eigenschaften verändert werden.
    - „controlDict“ bestimmt die Rahmenbedingungen der Simulation bezüglich des Iterationsstart- und -endpunkts, der Anzahl an Iterationsschritte usw.

Bei der Wahl der Gitterdichte und Zeitschritte (Iterationsschritte) ist darauf zu achten, dass die Courant-Zahl

$$C = \frac{u\,\Delta t}{\Delta x} \quad \text{(eindimensionaler Fall)} \tag{8.1}$$

ihren maximal zulässigen Wert nicht überschreitet. Wird das Gitter verdichtet, folgt demnach oft auch die Notwendigkeit, die Iterationsschritte zu verkleinern.

[26] *Solver* als OpenFOAM-Terminus, dt.: *Löser*

Wie schon angemerkt, stehen in OpenFOAM einige Solver für verschiedene Problemstellungen zur Verfügung. Da im Falle eines Wärmeübertragers in einem Fließgewässer sowohl die Wärmeübertragung am Apparat selbst, der Wärmetransport im Fluid als auch die Turbulenz der Strömung eine Rolle spielen, sollen im Folgenden hierfür geeignete Solver vorgestellt werden. Dazu werden erste Simulationen durchgeführt, die an Situationen der experimentellen Untersuchungen angelehnt sind. Außerdem wird überprüft, ob eine Kalibrierung mit den im Rahmen dieser Arbeit erfassten Daten möglich ist oder dafür weiterführende Messungen erforderlich sind.

8.3 Modellierung des Skalartransports

Der Frage, wie sich die Temperatur hinter dem Wärmeübertrager im Gewässer verteilt, kann mithilfe des Solvers „scalarTransportFoam“ nachgegangen werden. Dieser Solver gilt für inkompressible Fluide und basiert auf der Transportgleichung für einen passiven Skalar. Dieser Skalar kann unter anderem die physikalische Größe Temperatur widerspiegeln. Dabei kann der Transport hier über Konvektion und Diffusion stattfinden und wird auf einem festgelegten Geschwindigkeitsfeld simuliert; hier wird also vorausgesetzt, dass das Geschwindigkeitsfeld nicht bzw. vernachlässigbar wenig vom Temperaturfeld beeinflusst wird.

Beispielhaft soll der Skalartransport hinter dem Wärmeübertrager-Spalt simuliert werden. Dazu kann das „pitzDaily“-OpenFOAM-Tutorial als Grundlage genutzt werden. Da sich die Spalte in z-Richtung nicht ändern, kann hier zweidimensional simuliert werden. Die Geometrie (vgl. Abbildung 8-1 bzw. Anlage 42) wird erstellt, sodass sie einem Spaltende (Spalteinstellung 6) mit Nachlaufbereich entspricht. Zwei Ausführungen dieser Geometrie befinden sich in der Abbildung auf der linken Seite. Hier strömt das Fluid mit einer zum restlichen Bereich unterschiedlichen Temperatur ein. Da sich die in den experimentellen Untersuchungen gemessenen Temperaturen zwischen Wärmeübertrager-Austritt und dem restlichen Versuchsbecken kaum unterscheiden, werden hier fiktive Temperaturen von 0 K (im Untersuchungsbereich) und 1 K (am Einlauf) angesetzt (vgl. Anlage 43). Das Geschwindigkeitsfeld soll an die mittleren Werte der experimentellen Untersuchungen angelehnt werden. Die Geschwindigkeit in x-Richtung beträgt 0,7 m/s, daneben weist die y-Komponente der Geschwindigkeit einen geringen Wert von 0,1 m/s nach in Strömungsrichtung rechts auf (vgl. Anlage 44). Dabei macht es einen Unterschied, ob die obere und untere Berandung der Geometrie (vgl. Abbildung 8-1) für die Strömung als durch- oder undurchlässig gilt.

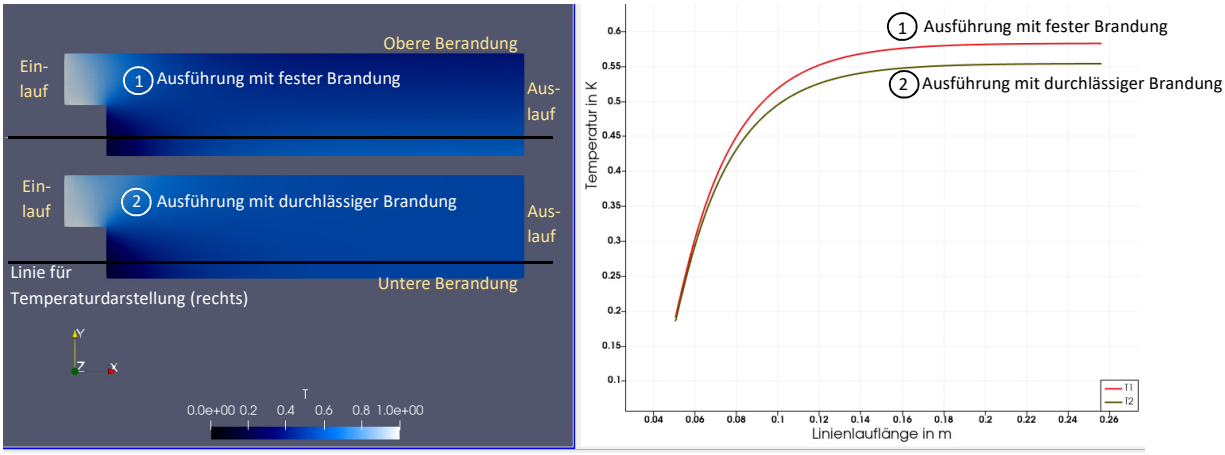


Abbildung 8-1: Simulation mit fester (links: obere Ausführung, rechts: rote Linie) und durchlässiger Berandung (rechts: obere Ausführung, links: dunkelgrüne Linie)

Ausführung 1 besitzt undurchlässige obere und untere Berandungen, Ausführung 2 die durchlässigen (vgl. Anlage 44). In Abbildung 8-1 links ist zu erkennen, dass der Bereich unten rechts in Ausführung 1 heller ist als in Ausführung 2. Die Temperatur ist hier also etwas höher, vermutlich weil die Strömung mit der Einlauftemperatur in den Bereich unten rechts strömt und dort von der Wand aufgehalten wird, während sie in Ausführung 2 aus dem Untersuchungsgebiet strömt. Quantitativ ist dies auch im Diagramm rechts in Abbildung 8-1 zu sehen: Das Diagramm zeigt den Temperaturverlauf entlang der schwarzen Linien im linken Teil der Abbildung[27]. Während die Temperatur T_1 von Ausführung 1 entlang der Linie auf fast 0,6 K ansteigt, wächst T_2 lediglich auf 0,55 K.

Neben der Randbedingung, dass die zum Untersuchungsgebiet verschiedene Temperatur am Einlauf eintritt, wird auch die Variante simuliert, dass ein bestimmter Bereich im Spalt eine unterschiedliche Temperatur besitzt, die dann über Konvektion und Diffusion weitertransportiert wird (vgl. Anlage 45). Getestet werden soll dabei, wie sich der kalte Bereich jeweils bei festem Geschwindigkeitsfeld und unterschiedlichen thermischen Diffusionskoeffizienten verhält. In Abbildung 8-2 sind die entsprechenden Skalarverteilungen zu sehen. Die jeweils festgelegten Transporteigenschaften sind Anlage 46 zu entnehmen. Dabei wird zunächst ein Diffusionskoeffizient von Null eingestellt (I der Abbildung), um den numerischen Fehler zu erahnen, der sich durch eine scheinbare Diffusion – die numerische Diffusion – zeigt. Der Diffusionskoeffizient von Wasser (II) ist gering ($D_T \approx 1{,}4 \cdot 10^{-4}\ m^2/s$) und bedingt dementsprechend in beiden Varianten (links und rechts in der Abbildung) kaum Unterschiede zu den Verteilungen ohne Diffusion. Um eine gewisse Turbulenz nachzuahmen, wird der Koeffizient der „turbulenten Wärmediffusion“ (Palmer und Platt 1961, 84) in den Simulationen III bis V jeweils verzehnfacht. Der Unterschied ist eindeutig zu bemerken: Während die Temperatur in den Fällen I und II neben der numerischen Diffusion ausschließlich in die Geschwindigkeitsrichtung transportiert wird, verteilt sich die Temperatur bei erhöhter Diffusion in alle Richtungen.

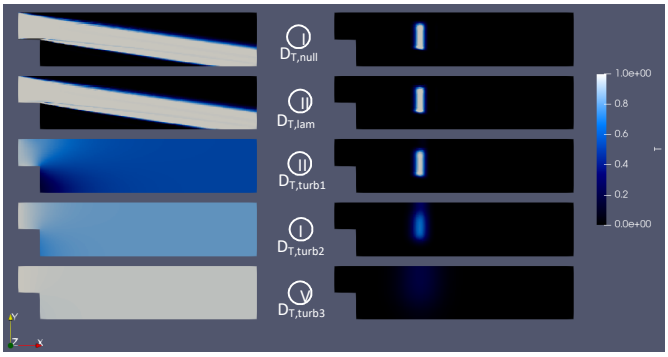


Abbildung 8-2: Gegenüberstellung der Skalarverteilungen bei unterschiedlichen Temperaturrandbedingungen und Diffusionskoeffizienten

Um hier Daten zwischen Simulation und experimentellen Untersuchungen vergleichen zu können, müsste zum einen ein Wärmeübertrager mit so hoher Entzugsleistung eingesetzt werden, dass sich die Temperaturen am Wärmeübertrager-Austritt deutlich von denjenigen des umliegenden Wassers unterscheiden. Zum anderen wären Temperaturfühler an verschiedenen Stellen im Nachlaufbereich zu platzieren, um die Temperaturverteilung hier punktuell abgleichen zu können.

„scalarTransportFoam“ als einer der Basissolver bildet selbst keine Turbulenz ab. Daher bedeutet konvektiver Transport hier tatsächlich eher die Verschiebung des Skalars in die Richtung, die durch den

[27] Die Darstellung wurde mithilfe des „Plot Over Line“-Filters erstellt und zeigt damit eine Möglichkeit des Postprocessings über ParaView.

Geschwindigkeitsvektor vorgegeben ist. Die Ausbreitung des Skalars in die Umgebung geschieht hier allein aufgrund der Diffusion, findet also sehr langsam statt. Um die Turbulenz, die auch eine Quervermischung des Skalars ermöglicht, dennoch abbilden zu können, wäre es denkbar, jenes Geschwindigkeitsfeld als Anfangsbedingung zu setzen, das über einen turbulenzabbildenden Solver (vgl. folgendes Unterkapitel) bestimmt worden ist.

8.4 Modellierung der Turbulenz

Turbulenz kann in OpenFOAM sowohl über die direkte numerische Simulation (DNS), über die Grobstruktur-Simulation (LES) als auch mittels RANS abgebildet werden (vgl. Kapitel 3.2.3). Für RANS stehen verschiedene Modelle wie das k-ε-, k-ω- oder SST-k-ω-Modell[28] zur Verfügung. Im weiteren Verlauf soll der Solver „simpleFoam“ vorgestellt werden, der für stationäre, inkompressible, turbulente Strömungen vorgesehen ist.

In den nun folgenden Beispielen wird die Turbulenz mithilfe des k-ε-Modells modelliert. Mit dem „pitzDaily“-OpenFOAM-Tutorial als Grundlage wird zunächst erneut verglichen, wie sich der relevante Parameter – in diesem Fall die Geschwindigkeit – verhält, wenn die Berandung für die Strömung durchlässig (Ausführung 1) oder undurchlässig (Ausführung 2) ist. In folgender Abbildung ist zu erkennen, dass in der zweiten Ausführung die Strömung ausreichend Platz hat, damit sich Wirbel ausbilden können, während sie in der ersten Ausführung durch die Wand eingeschränkt ist. In der konvergierenden Lösung zum stationären Zustand verhalten sich beide Strömungen wieder ähnlich, wobei anzumerken ist, dass die maximalen Geschwindigkeiten in der ersten Variante geringer sind als in der zweiten. Womöglich ist dies durch Reibungsverluste an der Wand bedingt.

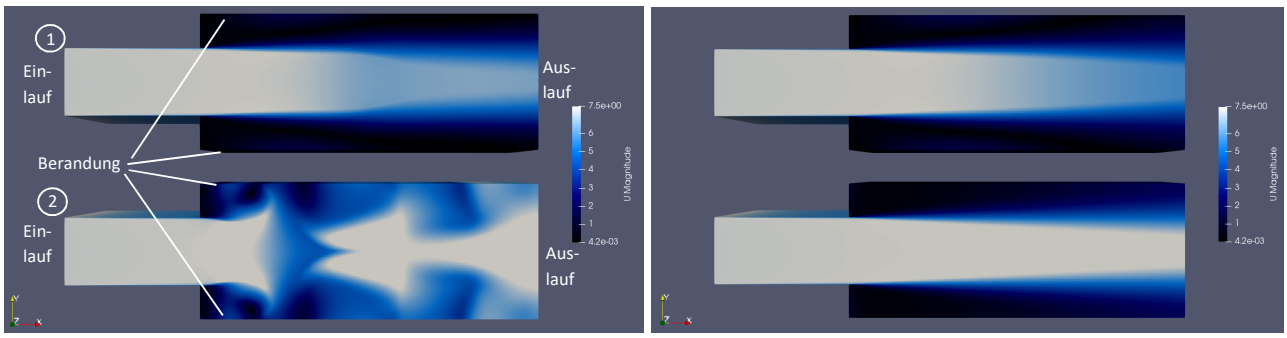


Abbildung 8-3: Iterationsschritt inmitten der Berechnung (links) und konvergierende Lösung (rechts) zur Abbildung der Turbulenz, mit undurchlässiger (oben) und durchlässiger (unten) Berandung

In Abbildung 8-4 ist ein Wärmeübertrager-Spalt (Spalteinstellung 6) mit einem Nachlaufbereich abgebildet, dessen Breite der Spaltbreite und zwei halben Plattenbreiten entspricht. Orientiert an Werten der experimentellen Untersuchungen beträgt die x-Komponente der Geschwindigkeit 0,7 m/s. Im Vergleich zur Simulation in Kapitel 8.3 wird hier die y-Komponente nullgesetzt, um einen ersten Eindruck des Turbulenzgeschehens zu gewinnen. Erneut wird die Simulation zweidimensional durchgeführt.

[28] Das SST-k-ω-Modell ist ein modifiziertes k-ω-Modell mit dem Ziel, die Bereiche entfernt von der Wand besser als mit dem gewöhnlichen k-ω-Modell darstellen zu können.

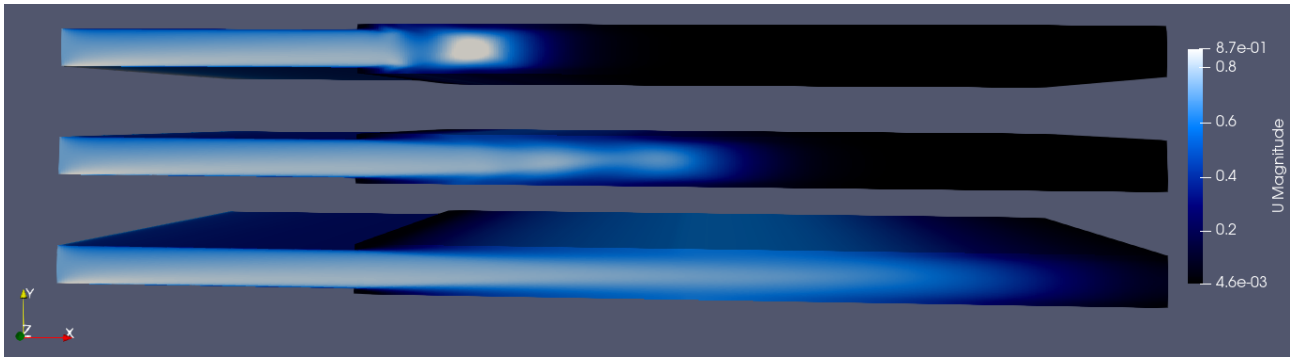


Abbildung 8-4: Darstellung der Turbulenz-Simulation hinter einer spaltähnlichen Geometrie in mehreren Iterationsschritten

Abgebildet sind drei Iterationsschritte der simulierten Situation. Vor allem im letzten (unteren) sind die Züge eines Freistrahls (vgl. Kapitel 2.2) zu erkennen: Der Freistrahl beginnt am Spaltaustritt, der hier dem Eintritt in den Nachlaufbereich, also dem Bereich geringerer Geschwindigkeit, entspricht. Die Kernzone verjüngt sich, während sich der diffusive Bereich, in dem die Umgebung vom Strahl höherer Geschwindigkeit erfasst wird, verbreitert.

Die vollständigen Anfangs- und Randbedingungen der hier relevanten physikalischen Größen sowie die Angaben zu den Transport- und Turbulenzeigenschaften können in Anlage 48 eingesehen werden, die zugehörige Geometrie in Anlage 47. Um das k-ε-Modell nutzen zu können, müssen auch die Anfangswerte für die turbulente kinetische Energie k und die turbulente Dissipationsrate ε festgelegt werden. Sind diese nicht bekannt, werden folgende Formeln zu ihrer Abschätzung verwendet:

$$k = \frac{3}{2}\left(u_{ref} \cdot T_i\right)^2 \tag{8.2}$$

$$\varepsilon = 0{,}09^{3/4} \frac{k^{3/2}}{0{,}07\, L} \tag{8.3}$$

k: Turbulente kinetische Energie in m²/s² (ausschließlich in Kapitel 8)

u_{ref}: Geschwindigkeit am Einlauf in m/s

T_i: Turbulenzgrad

ε: Turbulente Dissipationsrate in m²/s³ (ausschließlich in Kapitel 8)

Mithilfe der Daten aus den experimentellen Untersuchungen können die beiden Turbulenzgrößen bestimmt werden. Da die Turbulenzgrößen vor allem für den turbulenten Bereich, nicht aber für den Bereich in Wandnähe geeignet sind, werden für sie und die Wirbelviskosität in OpenFOAM Wandfunktionen („WallFunctions“) definiert, die das Geschwindigkeitsprofil im Wandbereich berücksichtigen. Um zu überprüfen, wie genau die Simulation berechnet wurde, können die y^+-Werte[29] in OpenFOAM – als eine der softwareeigenen PostProcessing-Möglichkeiten – berechnet werden. In dieser Simulation liegen die y^+-Werte zwischen 3,4 und 23,3 an der oberen Berandung bzw. zwischen 4,7 und 24,2 an der unteren. Im Mittel erreichen sie Werte von 23,3 bzw. 24,2 (vgl. Anlage 49). Damit liegen die Werte zwischen 5 und 30 und deuten den Übergangsbereich des Geschwindigkeitsprofils an der Wand an.

Um das Modell mittels experimentell erhobener Daten kalibrieren zu können, bedarf es wie auch im vorherigen Kapitel Messdaten im Nachlaufbereich. In diesem Fall sind stellenweise Geschwindigkeits-

[29] y^+ stellt die entdimensionierte y-Koordinate (Koordinate senkrecht zur Wand) dar. Entdimensioniert wird sie mithilfe der Wandschubspannungsgeschwindigkeit und der kinematischen Viskosität.

messungen erforderlich. Für das Modell notwendige und vorhandene Messdaten sind der Turbulenzgrad und die Spaltgeschwindigkeit, anhand derer die Turbulenzgrößen für das Turbulenzmodell bestimmt werden können. Welches Turbulenzmodell speziell in diesem Fall am besten geeignet ist, ist womöglich ebenfalls durch Geschwindigkeitsinformationen im Nachlaufbereich zu bestimmen. Prinzipiell gilt die Tendenz, dass das k-ε-Modell in der freien Strömung genauere Ergebnisse liefert, während das k-ω-Modell die Situation an Wänden besser abbilden kann.

8.5 Modellierung der konvektiven Wärmeübertragung an einer Wand

Zur Darstellung der Wärmeübertragung stehen die zwei Solver „buoyantPimpleFoam“ und „chtMultiRegionFoam“ sowie ihre Ableitungen zur Verfügung. Während die buoyant-Solver wie die meisten Solver lediglich ein einziges Medium abbilden können, ist bei den chtMultiRegion-Solvern auch die Darstellung weiterer Medien möglich. Diese werden im folgenden Unterkapitel näher beleuchtet. Das aktuelle Unterkapitel widmet sich den buoyant-Solvern.

Der Solver „buoyantPimpleFoam“ behandelt instationäre Vorgänge turbulenter, kompressibler Strömungen und ihre Bewegungen aufgrund unterschiedlicher Temperaturen. Die „SimpleFoam“-Variante wird speziell für stationäre Vorgänge verwendet und ist auch fähig, Wärmestrahlung abzubilden. Die Boussinesq-Ausführungen behandeln insbesondere inkompressible Strömungen, die der Boussinesq-Annahme[30] genügen. Soll Wärmeübertragung in einem Fließgewässer, also in Wasser, modelliert werden, kann die Boussinesq-Annahme getroffen werden. Je nachdem, ob die Vorgänge stationär oder instationär sind, sind letztlich die Solver „buoyantBoussinesqSimpleFoam“ oder „buoyantBoussinesqPimpleFoam“ geeignet. Auch die Solver für kompressible Fluide sind näherungsweise anwendbar, wenn in den Eigenschaften Inkompressibilität modelliert wird. Ebendies wird im folgenden Beispiel mit dem „buoyantSimpleFoam“-Solver durchgeführt.

Aufbauend auf dem OpenFOAM-Tutorial „buoyantCavity“ soll beispielhaft die Wärmeübertragung in einem Spalt der Spaltbreite 6 simuliert werden. Die entsprechende Geometrie mit den definierten Flächen findet sich in Anlage 50. Dabei wird der Spalt mit einer Geschwindigkeit von 0,7 m/s in x-Richtung durchströmt, das Fluid weist eine Temperatur von 293,15 K (20 °C) auf. An den Spaltberandungen in Strömungsrichtung links und rechts sind Temperaturen von 288,15 K (15 °C) festgelegt, die damit den Einfluss des Fluids niedriger Temperatur im Wärmeübertrager abbilden sollen. Nach oben und unten ist der Spalt für die Strömung durchlässig, es wird dreidimensional simuliert. Eine vollständige Darstellung der relevanten physikalischen Größen findet sich in Anlage 51. In Anlage 52 zu den Eigenschaften der Strömung zeigt sich, dass hier Turbulenz berücksichtigt wird. Diese wird mithilfe des SST-k-ω-Modells modelliert. Dabei gilt für ω näherungsweise:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \tag{8.4}$$

In den thermophysikalischen Eigenschaften (vgl. ebenso Anlage 52) wird die Charakteristik des Fluids abgebildet. Stoffgrößen wie die spezifische Wärmekapazität wurden an die des Wassers angepasst (die Stoffgrößen werden hier als konstant angesehen, daher ist hiermit lediglich ein Simulieren geringer Temperaturänderungen sinnvoll). Mit Ausnahme der Zustandsgleichung („equationOfState“) sind auch die weiteren Einstellungen auf Wasser ausgerichtet. Statt der Annahme eines perfekten Gases für die Zustandsgleichung wäre hier die Boussinesq-Annahme zweckmäßig. Die Simulation

[30] Bei der Boussinesq-Annahme wird vereinfacht davon ausgegangen, dass Strömungen ihre Dichte nicht aufgrund von Druckänderungen (-> inkompressibel), wohl aber infolge von Temperaturänderungen ändern.

zeigt allerdings unplausible Werte an, wenn nicht auch die Wandbedingung für den turbulenten Wärmeübergangskoeffizienten α_t für inkompressible Fluide gilt. Dies erfordert jedoch eine tiefergehende Modifikation des Solver-Aufbaus. Daher ist es ratsam, nach einer ersten Abbildung der Wärmeübertragung im Spalt auf Grundlage des „buoyantCavity"-Tutorials für den „buoyantSimpleFoam"-Solver einen Transfer zum „buoyantBoussinesqSimpleFoam"-Solver durchzuführen. Mit den Stoffwerten von Wasser ist ein erstes Herantasten an die Ergebnisse in dieser Simulation dennoch möglich. In Abbildung 8-1 sind die Ergebnisse der Simulation für die Geschwindigkeit (jeweils linker Spalt) und die Temperatur (jeweils rechter Spalt) dargestellt.

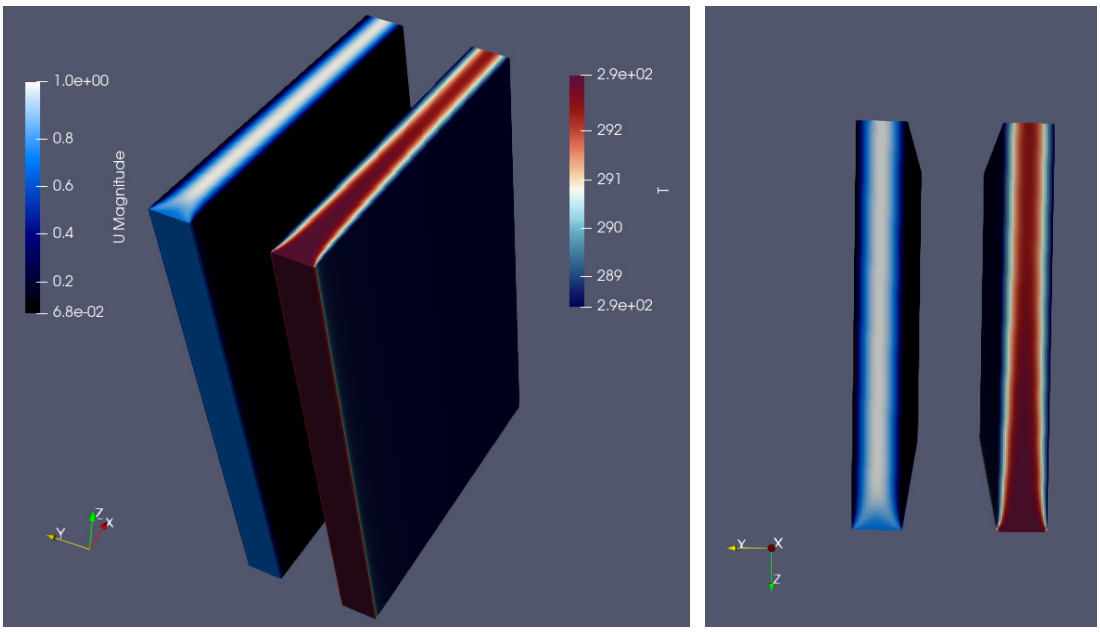


Abbildung 8-5: Abbildung des Geschwindigkeits- und Temperaturverlaufs im Spalt in Aufsicht (links) und Draufsicht (rechts)

Zu erkennen ist, dass sich das Fluid in x-Richtung durch den Spalt bewegt. In der Mitte des Spalts behält es in etwa die Ausgangstemperatur von 293,15 K. Die Geschwindigkeit hat in Spaltmitte im Vergleich zur Ausgangsgeschwindigkeit eine Beschleunigung erfahren. Dies ist dahingehend plausibel, dass an den Seiten geringere Geschwindigkeiten vorherrschen und durch eine Beschleunigung der Kernströmung die Kontinuität gewahrt wird (vgl. Kapitel 3.3.1). An den Seiten ist zum einen ein Temperaturverlauf zu sehen, Wärme geht von der Wand also auf das Fluid über. Dabei lässt sich an den Seiten jeweils eine immer dicker werdende Schicht erkennen, die als thermische Grenzschicht interpretiert werden kann (vgl. Kapitel 5.1). Zum anderen ist eine Entwicklung der Geschwindigkeitsverteilungen zu bemerken: Während die Strömung zu Beginn des Spalteintritts überall ähnlich hohe Geschwindigkeiten aufweist, nimmt der Wandeinfluss mit der Lauflänge zu. Die Strömung hat an den Wänden Grenzschicht-Charakter (vgl. Kapitel 3.1). In Wandnähe wird sie abgebremst (die Fluidteilchen haften an der Wand) und die Kernströmung wird beschleunigt.

Dieses Phänomen wurde auch im Rahmen der experimentellen Untersuchungen lediglich indirekt erfasst, in dem der Wärmestrom ermittelt wurde und hierüber Rückschlüsse auf die Entwicklung der Grenzschicht gezogen wurden. Eine unmittelbare Kalibrierung ist demnach nicht möglich und müsste auch hier über indirekte Parameter geschehen. Vorschläge zur „indirekten" Kalibrierung sind:

- Die Geschwindigkeit in der Kernströmung kann zum Beispiel am Spaltbeginn und -ende mittels Messflügel gemessen und mit der in der Simulation verglichen werden (da die Geschwindigkeitsunterschiede nicht groß sind, muss der Messflügel in diesem Geschwindigkeitsbereich eine hohe Genauigkeit aufweisen).
- Nach Gleichung 5.3 kann der Wärmeübergangskoeffizient mithilfe der thermischen Grenzschichtdicke und der Wärmeleitfähigkeit des Fluids berechnet werden. Sind der Wärmedurchgangskoeffizient und der Wärmestrom für verschiedene Spalteinstellungen aus physikalischen Versuchen bekannt, kann zumindest die Zunahme der Grenzschichtdicken überprüft werden.

In der Simulation wurde eine konstante Temperatur an der Plattenfläche angenommen. Möglich ist auch die Angabe eines konstanten Temperaturgradienten für die Fläche. Da sich in der Realität die Temperatur des Wärmeträgermittels im Wärmeübertrager stetig verändert, trifft die Annahme einer konstanten Temperatur hier nicht zu. Ist der Temperaturverlauf des Wärmeträgermittels bzw. der Platte bekannt, kann dieser über sehr schmale Flächen mit jeweils unterschiedlicher konstanter Temperatur angenähert werden. Beispielhaft für vier Flächen ist dies in nachstehender Abbildung gezeigt. Anlage 53 können die entsprechenden Randbedingungen entnommen werden.

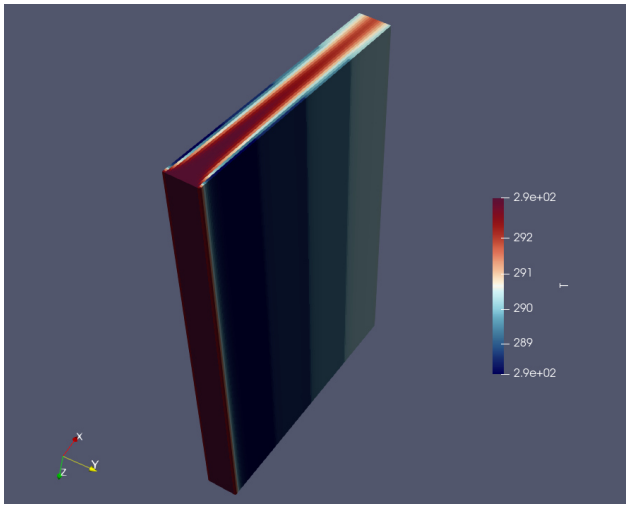


Abbildung 8-6: Darstellung der Temperaturen im Spalt bei unterschiedlich temperierten Randabschnitten

8.6 Weitere Ideen zum Abbilden von Wärmesenken in Fließgewässern

In den vorangegangenen Unterkapiteln wurden Ansätze vorgestellt, um bei der Wärmeübertragung im Fließgewässer relevante Teilaspekte abzubilden. Über diese Ansätze hinaus sollen im Folgenden weitere Ideen in ihren Grundzügen vorgestellt werden, deren Ausarbeitung eine umfassendere Abbildung eines Wärmeübertragers im Fließgewässer ermöglicht. Letztlich soll ein Fazit gezogen werden, inwieweit sich OpenFOAM für jene Abbildung eignet.

Um zunächst den Gedanken der buoyant-Solver fortzuführen, ist in Abbildung 8-7 eine Idee zur Bewältigung der im Kapitel 8.5 angemerkten Schwierigkeit gezeigt, dass eine konstante Wandtemperatur nicht die Situation in einem Wärmeübertrager widerspiegelt. Die buoyant-Solver ermöglichen die Darstellung lediglich eines Mediums. Entspricht das Fluid, das den Spalt durchströmt, dem Wärmeträgermittel, kann durch mehrere Einläufe in die Geometrie bei unterschiedlichen Randbedingungen

ein Zwei-Fluid-System angenähert werden. Bei einer Analyse der Temperaturverteilungen muss allerdings berücksichtigt werden, dass hier der Wärmewiderstand, der durch die Wand hinzutritt, außer Acht gelassen wird, weil er als zweites Medium nicht dargestellt werden kann.

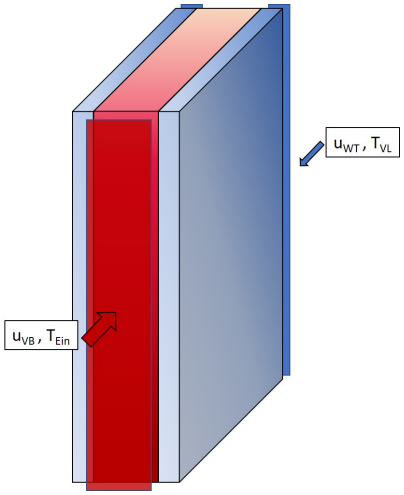


Abbildung 8-7: Skizze zur Idee mehrerer Einlässe mit unterschiedlichen Randbedingungen

Um diese Problematik zu umgehen, kann der chtMultipleRegionFoam-Solver genutzt werden. Er soll turbulente Strömungen mit temperaturbedingten Bewegungen sowie Wärmeleitung in einem festen Medium abbilden, während er auch den Wärmeübergang zwischen Fluid und Berandung berücksichtigt. Das im Solvernamen enthalte „cht“ bezieht sich dabei auf „conjugate heat transfer“ (die zwischen fluidem und festem Medium gekoppelte Wärmeübertragung), „MultipleRegion“ liefert den Hinweis darauf, dass hier mehrere Medien abgebildet werden können. Renze und Akermann (2019) untersuchten, inwieweit Wärmeübertrager in der Industrie über diesen Solver abgebildet werden können, und führten einfache bis komplexe Simulationen durch. Dabei kommen sie zum Schluss, dass dies bisher zwar nur wenig durchgeführt wurde, prinzipiell aber möglich ist. In diesem Paper wie auch in (Renze 2017) werden Simulationen von Phänomenen aus der Strömungsmechanik vorgestellt, die für das Abbilden eines Wärmeübertragers im Versuchsbecken oder im Fließgewässer nützlich sind. Dabei merken sie auch Simulationsideen an wie die Berippung von Wärmeübertrager-Flächen, die durch die Vergrößerung der Übertragungsoberfläche eine Verbesserung der Wärmeübertragung erwirken können (Renze 2017, 1). Auch Turnow (2017) untersuchte numerisch den Wärmeübergang und das Turbulenzverhalten an modifizierten Wänden eines Wärmeübertragers. Die Wände sollten aus der Biologie abgeleitete Oberflächenstrukturen aufweisen, die – in Turnows Worten – „besonders thermo-hydraulisch effektiv“ (ebd., 8) sein sollten. Derartiges über OpenFOAM abzubilden und weiterzuführen, wird sicherlich Ziel der Wärmeübertrager-Forschung sein.

Prinzipiell ist die Abbildung verschiedener Teilphänomene eines Wärmeübertragers im Fließgewässer mit OpenFOAM über Solver wie „scalarTransportFoam“, „simpleFoam“ und „buoyantSimpleFoam“ möglich. Daneben ist vor allem der Solver „chtMultipleRegionFoam“ vielversprechend und nach Renze und Akermann (2019) für Simulationen mit Wärmeübertragern geeignet. Auch vor dem Hintergrund, dass verschiedene Phänomene über einen Solver analysiert und in Form von Randbedingungen für die nächste Simulation mit einem anderen Solver verwendet werden können, kann sich OpenFOAM gut dafür eignen, Fragestellungen zu Wärmeübertragern in Fließgewässern nachzugehen.

9 Fazit

9.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sollten thermofluiddynamische Grenzschichtprozesse eines Wärmeübertragers an einem Versuchsstand des Fachgebiets Wasserbau und Hydraulik (TU Darmstadt) untersucht werden mit dem Ziel, Aussagen zum effizienten Einsatz eines Wärmeübertragers im Fließgewässer zu ermöglichen.

Die Ausbildung der Grenzschichten ist für die Wärmeübertragung in dem Sinne relevant, dass sie den Wärmeübertragungsmechanismus beeinflusst. Während in turbulenten Grenzschichten konvektive Transportmechanismen dominieren, gewinnen diffusive Mechanismen in der laminaren Grenzschicht an Einfluss. In der Strömungsgrenzschicht handelt es sich beim transportierten Medium um Strömungswirbel. Da die Temperatur- und Strömungsgrenzschichten von Wasser die gleiche Größenordnung haben, gilt Gleiches auch für die Wärme als transportiertes Medium. Dies kann dadurch erklärt werden, dass Wasser Wärme über konvektive Prozesse (Vermischung durch Turbulenz) wesentlich besser transportieren kann als über reine Wärmeleitung (geringe Wärmeleitfähigkeit). Entsprechend beeinflusst die Entwicklung der Grenzschicht das Wärmetransportgeschehen erheblich und wurde daher in vorliegender Arbeit an einem Wärmeübertrager eingehend untersucht. Konkret wurde der Einfluss der Spaltabstände des Wärmeübertragers auf die Durchströmung und Grenzschichtentwicklung und damit auch auf den Wärmeübergang am Wärmeübertrager analysiert. Bei Variation der Spaltabstände spielt für die Grenzschichtausbildung nicht allein eine Rolle, wie verlustarm die Strömung in den Spalt treten und damit Großteile ihrer Geschwindigkeit behalten kann, sondern auch, wie groß die Widerstandswirkung des gesamten Wärmeübertragers ist, der die Anströmung je nach veränderter Apparatbreite unterschiedlich stark abbremst.

Um den Aspekt des Strömungswiderstands zu beleuchten, wurde zunächst die Anströmung im Versuchsstand analysiert. Dabei stellt sich heraus, dass sie einen Drall im Uhrzeigersinn aufweist – vermutlich darin begründet, dass die Strömung über gekrümmte Rohre zum Versuchsbecken geleitet wird. Unter Beibehaltung des Dralls wird die Strömung vor dem Wärmeübertrager nur geringfügig abgebremst. Wesentlich stärker wird ein Geschwindigkeitsverlust hinter dem Wärmeübertrager deutlich. Hier sind auch die Unterschiede zwischen den verschiedenen Spaltbreiten merklich. Um den Strömungswiderstand quantifizieren zu können, wurden Kennzahlen hierfür erarbeitet. Zunächst konnte festgestellt werden, dass das Verhältnis der mittleren Geschwindigkeit hinter dem Wärmeübertrager zu derjenigen vor ihm in etwa der Porosität des Wärmeübertragers entspricht. Die Wärmeübertrager-Porosität ist dabei als das Verhältnis der Spalteintrittsflächen zur gesamten Stirnfläche des Wärmeübertragers definiert. Aus der Rohrhydraulik bedient, wurde auch der ζ-Wert als Maß für den Strömungswiderstand des Wärmeübertragers herangezogen und im Vergleich zum Geschwindigkeitsverhältnis u_2/u_1 und zur Spaltbreite betrachtet. Dabei ist aufgefallen, dass der Geschwindigkeitsverlust ab Spaltbreiten-Einstellung 5 zwar noch immer kleiner wird, aber nicht mehr in dem Maße wie zuvor fällt. Selbige Aussage kann durch die Einführung des $c_{W,S}$-Wertes getroffen werden. Der $c_{W,S}$-Wert ist an den für Umströmungen genutzte Widerstandsbeiwert c_W-Wert angelehnt und nutzt den Stützkraftansatz, um die Widerstandskraft am Wärmeübertrager zu ermitteln. Wird der Verlauf des Werts über der Spaltbreite aufgetragen, ist eine stetig fallende Kurve erkennbar. Möglicherweise gelingen über diese drei Kennzahlen Verallgemeinerung für andere Spaltbreiten; mit ein paar Anpassungen wäre womöglich auch eine Vorhersage für andere Apparate ähnlicher Bauart denkbar. Der $c_{W,S}$-Wert bietet hier das größte Potenzial zur Abbildung des Strömungswiderstandes. Er bezieht sich

– im Vergleich zur Porosität – nicht nur auf die Spaltabstände, sondern kann allgemein eingesetzt werden. Da der $c_{W,S}$-Wert an den Widerstandsbeiwert c_W angelehnt ist, ist seine Bedeutung für den Strömungswiderstand außerdem greifbarer als beim ζ-Wert aus der Rohrhydraulik.

In den Versuchsreihen zum grenzschichtbeeinflussten Wärmeübergang wurden pro Spaltbreite unterschiedliche Durchflüsse eingestellt und die jeweilige Entzugsleistung ermittelt. Um die Ergebnisse unabhängig von den schwankenden Temperaturdifferenzen zu betrachten, die durch den lediglich quasi-stationären thermischen Zustand hervorgerufen wurden, wird der Wärmedurchgangskoeffizient oder die Wärmeleitzahl verwendet. Aufgrund der geringen Entzugsleistung des Wärmeübertragers fallen Messungenauigkeiten relativ stark ins Gewicht, doch ist die Tendenz erkennbar, dass bei breiter werdenden Spalten und höher eingestellten Durchflüssen mehr Wärme pro Zeit übertragen wird. Dies lässt sich damit begründen, dass beide Einflussfaktoren – die Spaltbreite und der Durchfluss – Auswirkungen auf die Geschwindigkeiten in den Spalten haben, welche wiederum die Grenzschicht beeinflussen. Bei breiteren Spalten und größeren Durchflüssen steigen die Spaltgeschwindigkeiten und reduzieren damit die Dicke der sich entwickelnden Grenzschichten. Da die Grenzschicht wie ein Wärmewiderstand fungiert, kann Wärme bei schmalen Grenzschichten besser übertragen werden als bei dicken. Die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen möglichen Spalteinstellungen lassen noch keinen Schluss zu, ab wann eine Verbreiterung der Spalte kaum noch eine Verbesserung des Wärmeübergangs ermöglicht. Doch konnte gezeigt werden, dass es sich prinzipiell lohnen kann, Platten zu entfernen, um einen besseren Wärmeübergang zu ermöglichen. Wird eine Platte der Spalteinstellung 6 entfernt, liefert der Wärmeübertrager noch immer die gleiche Entzugsleistung wie der Wärmeübertrager bei Spalteinstellung 1 mit all seinen Stegplatten. Bei Betrachtung der Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss fällt auf, dass sich die Kurven der unterschiedlichen Spalt-Einstellungen einander annähern. Bei Überschreitung verhältnismäßig hoher Geschwindigkeiten ist die Zunahme der Entzugsleistung also kaum noch wesentlich.

Im Zuge der Überprüfung, inwieweit OpenFOAM zur Abbildung einer Wärmesenke in Fließgewässern geeignet ist, wurden in vorliegender Thesis verschiedene Solver untersucht, mit deren Hilfe Teilaspekte von Wärmeübertragern in Wasser numerisch dargestellt werden können. Während sich der Solver „scalarTransportFoam“ zur Simulation der Verteilung der Temperatur im Nachlaufbereich des Wärmeübertragers eignet, ist der „simpleFoam“-Solver darauf ausgelegt, Turbulenz abzubilden, wie sie auch in Fließgewässern auftritt. Der „buoyantBoussinesqSimpleFoam“-Solver kann dann genutzt werden, wenn es möglich ist, die Wärmeübertragung mit lediglich einem Medium zu beschreiben. Dabei gibt es verschiedene Ansätze, die Randtemperatur nicht als konstant zu definieren, sondern in Laufrichtung veränderlich zu gestalten. Gerade um komplexe Situation zu simulieren, in denen beispielsweise mehrere Medien abgebildet werden müssen, eignet sich der Solver „chtMultipleRegionFoam“. Mit diesem Spektrum an Solvern, die jeweils verschiedene Gesichtspunkte eines Wärmeübertragers im Fließgewässer darstellen können, und mit Fokus auf den beiden wärmeübertragungstechnischen Solvern ist das Softwarepaket OpenFOAM prinzipiell dafür geeignet, Wärmeübertrager in Fließgewässern numerisch abzubilden.

9.2 Ausblick

Neben Ergebnissen haben sich im Rahmen dieser Arbeit auch Anknüpfungspunkte für weitere Betrachtungen ergeben. Im Folgenden werden zunächst weitere Aspekte zur numerischen Darstellung von Wärmeübertragern in Fließgewässern angeführt und im Anschluss werden tiefergehende Ansätze vorgestellt, die auf den bisherigen Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen aufbauen.

Im Rahmen der Prüfung, inwieweit OpenFOAM zur Abbildung von Wärmesenken im Fließgewässer infrage kommt, wurden zwar bereits mögliche Solver vorgestellt und ausgetestet, doch wurden vor allem für die buoyant-Solver lediglich Ansätze zur realitätsgetreuen Wärmeübertrager-Darstellung beleuchtet. Wie weit in die Thematik hinein diese Ansätze Anwendung finden können, kann noch geprüft werden. Auch ist zwar das Abbilden von komplexeren Wärmeübertrager-Situationen mithilfe des „chtMultipleRegionFoam"-Solvers möglich, doch können die Grenzen jener Abbildungsmöglichkeit ausgetestet werden. Um Simulationen rund um den Wärmeübertrager kalibrieren zu können, bedarf es geeigneter Daten aus experimentellen Messungen. Die im Rahmen dieser Arbeit erhobenen Messdaten reichen allerdings nicht aus, um die Simulationen zu kalibrieren, die in Kapitel 8 vorgestellt und auch darüber hinausgehend vorgeschlagen wurden. Daher sind hierzu weiterführende Messungen, z.B. zu Geschwindigkeiten und Temperaturen im Nachlaufbereich, denkbar.

Im Rahmen experimenteller Untersuchungen kann präziser der Frage nachgegangen werden, ab wann sich eine Erhöhung der Fließgeschwindigkeiten im Spalt kaum noch im Hinblick auf verbesserte Wärmeübertragung lohnt. Es sollte also untersucht werden, ab wann die Durchflüsse nicht weiter erhöht werden müssen und wann eine Verbreiterung der Spalte nicht mehr zweckmäßig ist. Indikator wäre hier womöglich die Unterschreitung einer gewissen Krümmung in den Verläufen der Wärmedurchgangskoeffizienten. Das Ziel in diesem Kontext wäre die Aussage, welche Geschwindigkeiten bei welchen Spaltbreiten eingestellt werden sollten, die ein geeignetes Verhältnis von laminarer Grenzschicht und turbulenter Kernströmung ermöglichen. Um konkrete Aussagen hierzu ermitteln zu können, ist ein Wärmeübertrager mit hoher Entzugsleistung zweckdienlich, bei dem die Messungenauigkeiten weniger stark ins Gewicht fallen. Außerdem ist eine Anströmung nützlich, die sich über einen großen Querschnitt erstreckt – ggf. in einem Fließgewässer –, um möglichst unterschiedliche Spaltabstände untersuchen zu können.

Um den Aspekt der verallgemeinerten Aussagen zu Wärmeübertrager-Strömungswiderständen über Kennzahlen tiefer zu verfolgen, wäre zum einen die Untersuchung verschiedener Wärmeübertrager ähnlicher Bauart denkbar. Damit könnten womöglich einheitliche Formeln zum Strömungswiderstand in Abhängigkeit der Wärmeübertrager-Porosität ermittelt werden. Zum anderen wären auch Experimente an Apparaten anderer Bauart sinnvoll, wenn der Strömungswiderstand nicht allein von seiner Stirnfläche bestimmt wird, sondern auch von den Reibungseffekten im Inneren des Wärmeübertragers – wie es bei Apparaten langer Ausdehnung in x-Richtung oder strömungsungünstiger Oberflächenbeschaffenheit der Fall ist. Dabei sollte nicht allein der Wärmeübertrager verändert werden, auch eine Untersuchung bei unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten wäre sinnvoll. Zudem wurden in vorliegender Arbeit die Aspekte des grenzschichtbeeinflussten Wärmeübergangs und des Strömungswiderstands recht unabhängig voneinander untersucht. Würden strömungstechnische Kennzahlen und Aussagen zum Wärmeübergang bei gleichen Versuchseinstellungen durchgeführt werden, könnte auch hier ein konkreter Zusammenhang untersucht werden.

Abschließend kann auch mit der Kombination aus experimentellen und numerischen Untersuchungen weiteren Forschungsfragen nachgegangen werden, die den Einsatz eines Wärmeübertragers in Fließgewässern betreffen. Zunächst können experimentell Daten zur Kalibrierung eines numerischen Modells erhoben werden. Anschließend kann das kalibrierte numerische Modell genutzt werden, um verschiedenen Fragestellungen nachzugehen. Dabei kann es sich z.B. um die Untersuchung strömungstechnischer Aspekte oder eine Variantenstudie verschiedener Ausführungen von Wärmeübertragern handeln. Dies hätte den Vorteil, die Untersuchungen zeit- und materialschonender zu gestalten, als sie in ausführlichen experimentellen Untersuchungen wären.

Literaturverzeichnis

Annaratone, D. (2010): Handbook for Heat Exchangers and Tube Banks Design. Berlin: Springer.

Baehr, H. D.; Stephan, K. (2019): Wärme- und Stoffübertragung. 10. Aufl. Berlin: Springer.

Bohl, W.; Elmendorf, W. (2014): Technische Strömungslehre. 15. Aufl. Würzburg: Vogel Business Media.

Boiten, W. (2008): Hydrometry. A comprehensive indroduction to the measurement of flow in open channels. 3. Aufl. Rotterdam: CRC Press Balkema.

Borchardt, S. (2020): Zwischengespräch im Rahmen der Thesis-Betreuung. Darmstadt, 25.09.2020. mündlich an J. Gappisch.

Donati, F. (2011): Statistics and visualisation of homogenous isotropic turbulence: on the effects of multidimensional spectral filtering. Masterarbeit. Politecnico di Torino, Turin. Fakultät für Ingenieurwissenschaften.

Ferziger, J. H.; Perić, M. (2008): Numerische Strömungsmechanik. Berlin: Springer.

Gersten, K.; Herwig, H. (1992): Strömungsmechanik. Grundlagen der Impuls-, Wärme- und Stoffübertragung aus asymptotischer Sicht. Braunschweig: Vieweg.

Glazik, G.; Kraatz, W.; Kranawettreiser, J.; Martin, H.; Wagner, H. (2015): Technische Hydromechanik 2. Spezialfälle. 2. Aufl. Berlin: Beuth.

Hahnemann, H. (1967): Näherungstheorie für den Wärmeübergang in Spaltströmungen. In: Forschung im Ingenieurwesen A (33), S. 1–12.

Herwig, H. (2006): Strömungsmechanik. Eine Einführung in die Physik und die mathematische Modellierung von Strömungen. 2. Aufl. Berlin: Springer.

Herwig, H. (2016): Strömungsmechanik. Einführung in die Physik von technischen Strömungen. 2. Aufl. Wiesbaden: Springer.

Herwig, H.; Schmandt, B. (2015): Strömungsmechanik. Physik - mathematische Modelle - thermodynamische Aspekte. 3. Aufl. Berlin: Springer.

Hinze, J. O. (1987): Turbulence. 2. Aufl. New York: McGraw-Hill.

Laufer, J. (1952): The structure of turbulence in fully developed pipe flow. In: National Bureau of Standards (1174).

Lien, K.; Monty, J. P.; Chong, M. S.; Ooi, A. (2004): The Entrance Length for Fully Developed Turbulent Channel Flow. The University of Melbourne. In: 15th Australasian Fluid Mechanics Conference.

Marotz, G. (1977): Der Einsatz von Wärmepumpen in fließenden Gewässern. Wasserwirtschaftliche und betriebliche Aspekte. In: Wasserwirtschaft (67), 376-381.

Morgenschweis, G. (2018): Hydrometrie. Theorie und Praxis der Durchflussmessung in offenen Gerinnen. 2. Aufl. Berlin: Springer.

Oertel jr., H. (Hg.) (2017): Prandtl - Führer durch die Strömungslehre. Grundlagen und Phänomene. 14. Aufl. Wiesbaden: Springer.

Palmer, R. G.; Platt, A. (1961): Schnelle Reaktoren. Wiesbaden: Vieweg+Teubner.

Polifke, W.; Kopitz, J. (2009): Wärmeübertragung. Grundlagen, analytische und numerische Methoden. 2. Aufl. München: Pearson Studium.

Prandtl, L. (1961): Über Flüssigkeiten bei sehr kleiner Reibung. In: L. Prandtl: Gesammelte Abhandlungen. zur angewandten Mechanik, Hydro- und Aerodynamik. Hg. v. W. Tollmien, H. Schlichting und H. Görtler. Berlin: Springer (1), S. 575–584.

Renze, P. (2017): Simulation von Strömung und Wärmeübergang in der Energietechnik mit OpenFOAM. Hg. v. Hochschule Ulm. Deutsche Nationalbibliothek.

Renze, P.; Akermann, K. (2019): Simulation of Conjugate Heat Transfer in Thermal Processes with Open Source CFD. In: ChemEngineering 3 (2), 59ff.

Richman, J. W.; Azad, R. S. (1973): Developing turbulent flow in smooth pipes. In: Applied Scientific Research (28), S. 419–441.

Schlichting, H.; Gersten, K.; Krause, E. (2006): Grenzschicht-Theorie. 10. Aufl. Berlin: Springer.

Shah, R. K.; Sekulić, D. P. (2003): Fundamentals of heat exchanger design. Hoboken: Wiley-Interscience.

Song, H. (2018): Engineering fluid mechanics. Beijing: Metallurgical Industry Press.

Spurk, J.; Aksel, N. (2019): Strömungslehre. Einführung in die Theorie der Strömungen. 9. Aufl. Berlin: Springer.

Stephan, P.; Schaber, K.; Stephan, K.; Mayinger, F. (2013): Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen Band 1: Einstoffsysteme. 19. Aufl. Berlin: Springer.

Turnow, J. (2017): Mit numerischer Simulation zu einer effizienten Wärmeübertragung. Numerische Berechnung von Plattenwärmeübertragern. In: Handbuch Kompakt-Wärmeübertrager. Bauarten - Materialien - Anwendungen - mikrostrukturierte Wärmeübertrager. 2. Aufl. Essen: Publico Publications, S. 8–11.

Verein deutscher Ingenieure (VDI) (2013): VDI-Wärmeatlas. 11. Aufl. Berlin: Springer.

Voigt, M.; Herwig, H. (1995): Eine asymptotische Analyse des Wärmeübergangs im Einlaufbereich von turbulenten Kanal- und Rohrströmungen. In: Heat and Mass Transfer (31), S. 65–76.

Wagner, W. (2015): Wärmeaustauscher. Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate. 5. Aufl. Würzburg: Vogel Business Media.

Wahl, T. L. (Hg.) (2000): Analyzing ADV Data Using WinADV. Joint Conference on Water Resources Engineering and Water Resources Planning & Management. Minnesota.

Wibel, W. (2009): Untersuchungen zu laminarer, transitioneller und turbulenter Strömung in rechteckigen Mikrokanälen. Dissertation. Technische Universität Dortmund, Dortmund. Institut für Mikroverfahrenstechnik.

Anhang

Anlagenverzeichnis

Anlage 1: Vorschläge zur Ermittlung der hydrodynamischen Einlauflänge

	Literaturangabe	Laminar	Turbulent	Anmerkung
1	(VDI 2013, 28)	$L_{E,hyd} = 0{,}056\ Re\ D$	$10\ d\ \leq L_{E,hyd} \leq 60\ D$	Rohr
2	(Shah und Sekulić 2003, 500)	$L_{E,hyd} = 0{,}056\ Re\ D_h$	$L_{E,hyd} = 1{,}359\ Re^{1/4}\ D_h$	Rohr, Kanal
3	(Herwig und Schmandt 2015, 270–272)	$L_{E,hyd} = H\left(\frac{C_1}{1 + C_2 \frac{Re}{C_1}} + C_2\ Re\right)$ C1 = 0,89 und C2 = 0,164	$L_{hyd}{}^* = \frac{L_{hyd}}{R} = 8{,}8\ Re^{1/6}$ $mit\ \ Re = \frac{\varrho\ u_m\ H_1}{\eta}$	Kanal *(*: dimensionslos)* *(H_1: halbe Kanalbreite)*
4	(Spurk und Aksel 2019, 293)	$L_{E,hyd} = \frac{Re}{32}\ D$ $L_{E,hyd} = 0{,}056\ Re\ D$	$L_{E,hyd} = 0{,}39\ Re^{1/4}\ D$	Rohr (90 %) Rohr (99%)
5	(Herwig 2016, 205)	$L_{hyd} = H\left[\frac{0{,}45}{1 + 0{,}041\ Re/\ 0{,}45} + 0{,}041\ Re\right]$ $L_{hyd} = D\left[\frac{0{,}6}{1 + 0{,}056\ Re/\ 0{,}6} + 0{,}056\ Re\right]$	$L_{hyd} = 8{,}8\ Re^{1/6}\ H_2$ $L_{hyd} = 4{,}4\ Re^{1/6}\ D$	Ebener Kanal *(H_2: ganze Kanalbreite)* Rohr
	Luft			
6	(Richman und Azad 1973, 423)	-	$L_{E,hyd} = 100\ D$	Rohr
7	(Lien et al. 2004, 4)	-	$L_{E,hyd} = 130\ H\ bis\ 150\ H$	Kanal
8	(Laufer 1952, 5)	-	$L_{E,hyd} = 30\ D$ bei künstlich erhöhter Wandreibung	Rohr

Anlage 2: Geschwindigkeitsprofil, maximale Geschwindigkeit und Widerstandsgesetz für Kanäle

	Laminar	Turbulent
Geschwindigkeitsprofil	$\frac{u_y}{u_m} = \frac{3}{2}\left(1 - \frac{y}{H/2}\right)$	–
Maximale Geschwindigkeit	$\frac{u_{max}}{u_m} = \frac{3}{2}$	$\frac{\overline{u_{max}}}{u_m} = 1 + 2{,}64\sqrt{\frac{\lambda_R}{8}}$
Widerstandsgesetz	$\lambda_R = \frac{48}{Re}$	$\sqrt{\frac{8}{\lambda_R}} = \frac{1}{\kappa}\, ln\left(\frac{Re}{2}\sqrt{\frac{\lambda_R}{8}}\right) + 3{,}3$

mit $L_z \gg H$; $Re = \frac{u_m H}{\nu}$

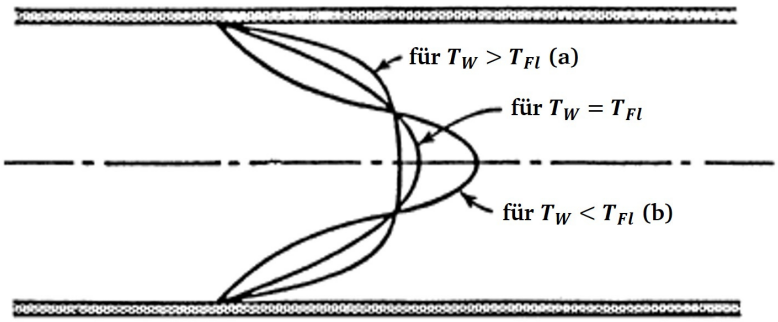
Anlage 3 Kritische Reynolds-Zahlen, abhängig vom Seitenverhältnis (verändert nach Wibel 2009, 30)

Seitenverhältnis L_x/L_y	1	2,04	2,36	2,92	3,92	*8 (interpol.)*	> 10
Re_{krit}	2060	1900	1960	2085	2315	2594	2800

Anlage 4: Kopplung von Geschwindigkeits- und Temperaturfeld

Kann das Temperaturfeld als vom Geschwindigkeitsfeld entkoppelt angenommen werden, kann zunächst das Geschwindigkeitsfeld über die Navier-Stokes-Gleichungen berechnet werden. Im Anschluss ist es möglich, das Temperaturfeld über die thermische Energiegleichung durch das Einsetzen des Geschwindigkeitsfelds zu ermitteln. Das Temperaturfeld kann als vom Geschwindigkeitsfeld entkoppelt angesehen werden, wenn die in den Navier-Stokes-Gleichungen enthaltenen Stoffwerte als konstant (temperaturunabhängig) erachtet werden können, weil sie unsensibel auf Temperaturänderungen reagieren oder lediglich geringe Temperaturunterschiede auftreten. Andernfalls hängt auch das Geschwindigkeitsfeld vom Temperaturfeld ab, sie beeinflussen sich gegenseitig.

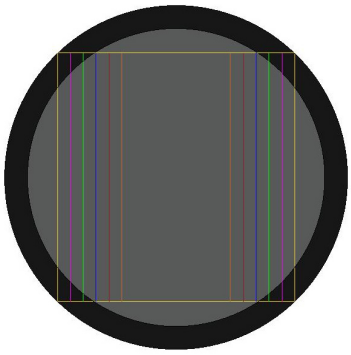
Die Beeinflussung des Geschwindigkeitsfelds durch die Temperatur wird z.B. mit Blick auf die Dichte deutlich. Treten große Temperaturunterschiede auf, sodass die Dichteunterschiede merklich werden, entstehen Auftriebskräfte; neben der erzwungenen Konvektion wird nun auch die freie Konvektion relevant. Bei großen Temperaturdifferenzen wird auch die Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität deutlich. Untenstehende Abbildung zeigt, wie sich das Geschwindigkeitsprofil einer laminaren Rohrströmung verändert, wenn das Fluid an der Wand erwärmt bzw. gekühlt wird und in Rohrmitte deutlich kühlere bzw. wärmere Temperaturen aufweist. Die Viskosität nimmt bei steigender Temperatur ab und bei sinkender Temperatur zu. Damit wird das Geschwindigkeitsprofil spitzer (b), wenn die Wandtemperatur geringer als die Fluidtemperaturen ist, und flacher (a), wenn die Wandtemperatur höher ist. Der flachere Verlauf bewirkt eine Verbesserung des Wärmeübergangs an der Berandung durch die höheren Geschwindigkeiten und größeren Geschwindigkeitsgradienten in unmittelbarer Wandnähe.

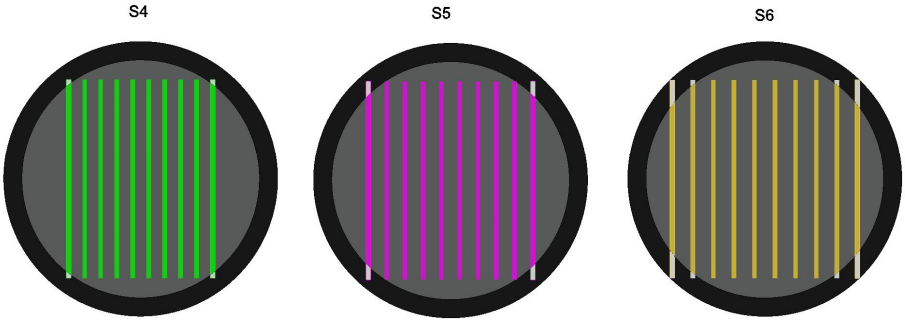


Einfluss großer Temperaturdifferenzen auf Viskosität und Geschwindigkeitsprofil (verändert nach Shah und Sekulić 2003, 529)

Anlage 5: Analyse der Wärmeübertragerbreite in Bezug auf den Tauchstrahl

Nachstehend sind die verschiedenen Wärmeübertrager-Einstellungen vor dem Rohreinlauf ins Versuchsbecken dargestellt. Dabei deutet die schwarze Fläche den Rohrquerschnitt an, die graue Fläche stellt die Kernzone des Tauchstrahls dar. Bunt gekennzeichnet sind die unterschiedlich breiten Wärmeübertrager, von orange (Spalteinstellung 1) bis gelb (Spalteinstellung 6). Der Wärmeübertrager liegt für die ersten drei Spaltbreiten vollständig in der Kernzone. Mit Spaltbreiten 4 bis 6 liegt er zwar noch im Bereich des Rohrquerschnitts, doch ragen die äußeren Platten über den Bereich der Kernzone.

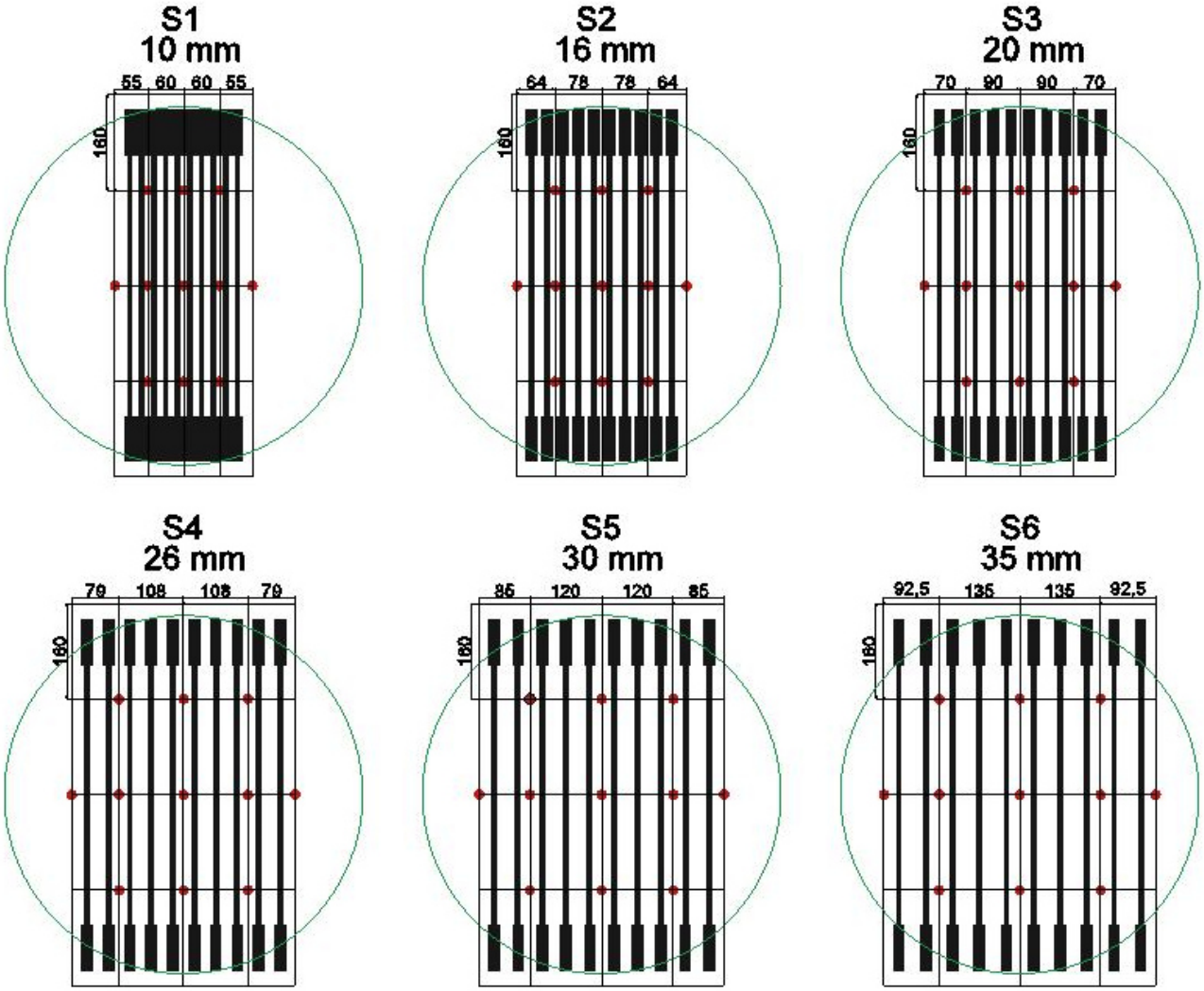




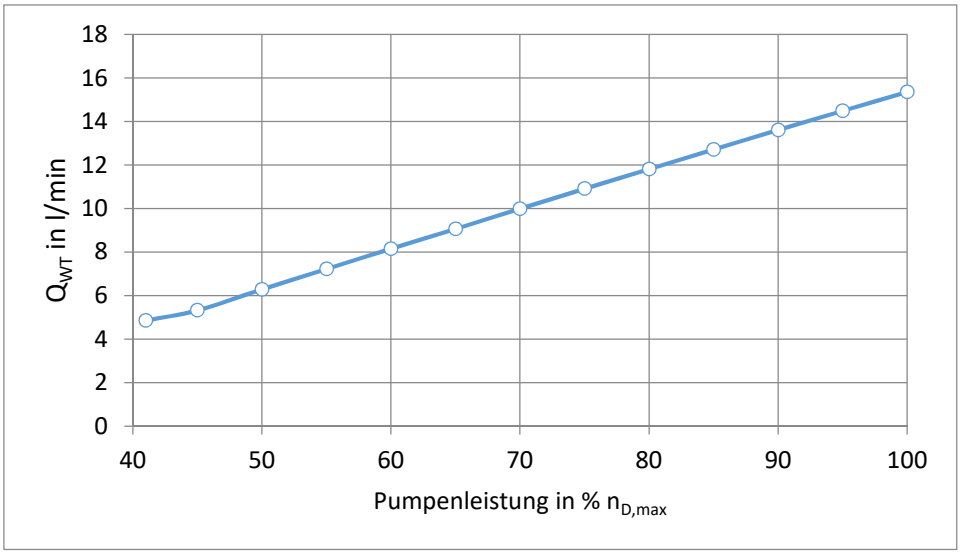
In der Tabelle ist zu erkennen, dass sich lediglich etwa 1 bis 6 % der an der Wärmeübertragung beteiligten Fläche außerhalb der Kernzone befinden. Daher ist der Einfluss geringerer Anströmgeschwindigkeiten der äußeren Platten bei den großen Spaltbreiten vermutlich sehr klein.

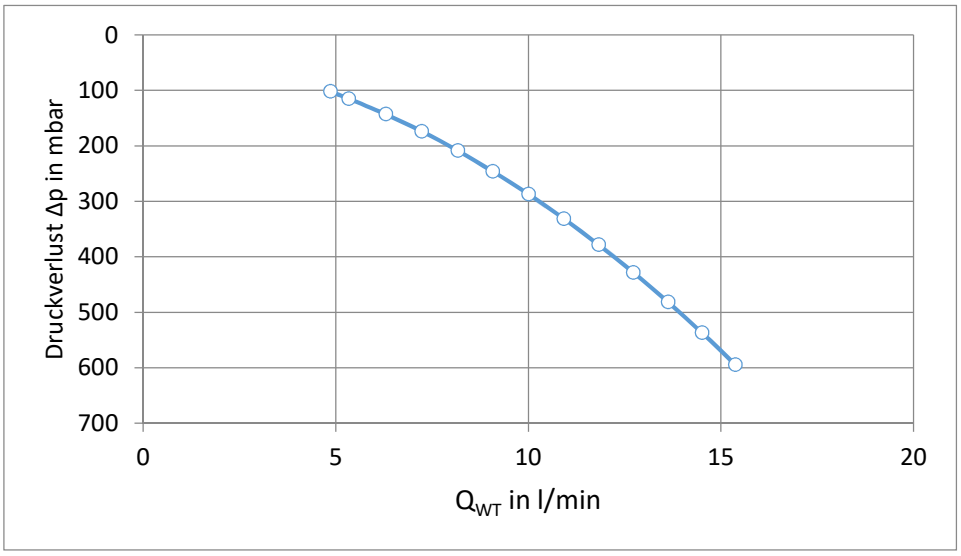
Höhe einer Platte in m	0,43		
Länge einer Platte in m	0,28		
Anzahl Flächen	20		
Gesamtfläche des Wärmeübertragers in m²	**2,43**		
	S4	**S5**	**S6**
Höhe des Plattenbereichs außerhalb der Kernzone	0,01	0,03	0,06
Anzahl betroffener Flächen: 8			
Fläche des Plattenbereichs außerhalb der Kernzone	0,02	0,07	0,14
Anteil in %	**0,9%**	**2,7%**	**5,9%**

Anlage 6: Übersicht über die spaltbreitenbezogenen Messraster



Anlage 7: Durchfluss im Wärmeträgerkreislauf pro Drehzahl und Pumpenkennlinie





Anlage 8: Geschwindigkeiten im Querschnitt der ungestörten Anströmung in x-Richtung, absolut (links) und im Bezug zur querschnittsgemittelten Geschwindigkeit (rechts)

$u_{0,m}$ 0,73

u_0

S1	2	3	4
A	0,70	0,71	0,70
B	0,73	0,75	0,76
C	0,75	0,76	0,76

S2	2	3	4
A	0,69	0,71	0,70
B	0,73	0,75	0,76
C	0,75	0,76	0,77

S3	2	3	4
A	0,69	0,71	0,71
B	0,72	0,75	0,77
C	0,78	0,76	0,78

S4	2	3	4
A	0,68	0,71	0,69
B	0,72	0,75	0,76
C	0,78	0,76	0,78

S5	2	3	4
A	0,69	0,71	0,70
B	0,71	0,75	0,76
C	0,79	0,76	0,78

S6	2	3	4
A	0,69	0,71	0,69
B	0,71	0,75	0,77
C	0,77	0,76	0,79

$u_0/u_{0,m}$

	2	3	4
A	0,96	0,97	0,95
B	0,99	1,02	1,03
C	1,03	1,04	1,03

	2	3	4
A	0,94	0,97	0,96
B	0,99	1,02	1,03
C	1,02	1,04	1,04

	2	3	4
A	0,94	0,97	0,96
B	0,97	1,02	1,05
C	1,07	1,04	1,06

	2	3	4
A	0,93	0,97	0,94
B	0,97	1,02	1,03
C	1,06	1,04	1,06

	2	3	4
A	0,94	0,97	0,96
B	0,97	1,02	1,03
C	1,07	1,04	1,06

	2	3	4
A	0,94	0,97	0,93
B	0,97	1,02	1,04
C	1,05	1,04	1,08

Anlage 9: Geschwindigkeiten im Querschnitt der ungestörten Anströmung in y-Richtung (links) und in z-Richtung (rechts)

$v_{0,m}$ -0,02

v_0

S1	2	3	4
A	-0,11	-0,09	-0,07
B	0,01	0,00	-0,02
C	0,06	0,05	0,03

S2	2	3	4
A	-0,11	-0,09	-0,08
B	0,01	0,00	-0,01
C	0,08	0,05	0,04

S3	2	3	4
A	-0,12	-0,09	-0,09
B	0,00	0,00	-0,02
C	0,08	0,05	0,05

S4	2	3	4
A	-0,13	-0,09	-0,09
B	0,00	0,00	-0,01
C	0,06	0,05	0,03

S5	2	3	4
A	-0,12	-0,09	-0,10
B	-0,01	0,00	-0,03
C	0,07	0,05	0,02

S6	2	3	4
A	-0,14	-0,09	-0,10
B	-0,02	0,00	-0,02
C	0,08	0,05	0,02

$w_{0,m}$ -0,02

w_0

	2	3	4
A	0,02	-0,03	-0,05
B	-0,02	-0,04	-0,07
C	-0,02	-0,06	-0,06

	2	3	4
A	0,05	-0,03	-0,05
B	-0,01	-0,04	-0,07
C	0,00	-0,06	-0,06

	2	3	4
A	0,06	-0,03	-0,07
B	-0,01	-0,04	-0,07
C	-0,01	-0,06	-0,07

	2	3	4
A	0,08	-0,03	-0,08
B	0,04	-0,04	-0,09
C	-0,01	-0,06	-0,09

	2	3	4
A	0,09	-0,03	-0,07
B	0,03	-0,04	-0,07
C	0,01	-0,06	-0,07

	2	3	4
A	0,11	-0,03	-0,07
B	0,05	-0,04	-0,08
C	0,03	-0,06	-0,08

Anlage 10: Geschwindigkeiten im Querschnitt vor dem Wärmeübertrager in x-Richtung, absolut (links) und im Bezug zu den x-Geschwindigkeiten der Anströmung (rechts)

u_1

S1	2	3	4
A	0,67	0,66	0,68
B	0,66	0,68	0,67
C	0,69	0,69	0,71

S2	2	3	4
A	0,70	0,70	0,70
B	0,68	0,70	0,71
C	0,71	0,71	0,75

S3	2	3	4
A	0,70	0,70	0,70
B	0,69	0,70	0,73
C	0,70	0,73	0,74

S4	2	3	4
A	0,70	0,71	0,71
B	0,70	0,71	0,74
C	0,71	0,71	0,75

S5	2	3	4
A	0,70	0,70	0,70
B	0,70	0,71	0,74
C	0,72	0,73	0,76

S6	2	3	4
A	0,69	0,70	0,69
B	0,68	0,71	0,73
C	0,72	0,72	0,77

u_1/u_0

	2	3	4
A	0,96	0,93	0,98
B	0,91	0,90	0,89
C	0,91	0,91	0,94

	2	3	4
A	1,01	0,98	1,00
B	0,93	0,93	0,94
C	0,94	0,94	0,98

	2	3	4
A	1,01	0,98	1,00
B	0,97	0,93	0,95
C	0,89	0,96	0,95

	2	3	4
A	1,03	1,00	1,03
B	0,98	0,94	0,98
C	0,92	0,94	0,96

	2	3	4
A	1,02	0,98	1,00
B	0,98	0,95	0,97
C	0,91	0,96	0,98

	2	3	4
A	1,00	0,98	1,01
B	0,96	0,95	0,96
C	0,93	0,95	0,98

Anlage 11: Geschwindigkeiten im Querschnitt vor dem Wärmeübertrager in y-Richtung (links) und in z-Richtung (rechts)

v_1

S1	2	3	4
A	-0,07	-0,08	-0,06
B	0,06	0,03	0,04
C	0,10	0,08	0,08

S2	2	3	4
A	-0,07	-0,07	-0,07
B	0,07	0,05	0,04
C	0,13	0,10	0,09

S3	2	3	4
A	-0,09	-0,09	-0,10
B	0,01	0,00	-0,02
C	0,08	0,05	0,03

S4	2	3	4
A	-0,07	-0,07	-0,08
B	0,04	0,03	0,01
C	0,12	0,09	0,07

S5	2	3	4
A	-0,12	-0,10	-0,11
B	0,02	0,00	-0,01
C	0,10	0,05	0,04

S6	2	3	4
A	-0,10	-0,07	-0,11
B	0,05	0,02	0,01
C	0,12	0,08	0,08

w_1

	2	3	4
A	0,07	0,04	0,00
B	-0,01	-0,03	-0,04
C	-0,04	-0,06	-0,08

	2	3	4
A	0,09	0,03	-0,01
B	0,02	-0,03	-0,04
C	-0,01	-0,05	-0,07

	2	3	4
A	0,07	0,01	-0,02
B	0,01	-0,03	-0,05
C	-0,01	-0,06	-0,07

	2	3	4
A	0,09	0,02	-0,04
B	0,03	-0,03	-0,05
C	0,02	-0,04	-0,06

	2	3	4
A	0,10	0,03	-0,06
B	0,05	-0,03	-0,05
C	0,03	-0,04	-0,07

	2	3	4
A	0,11	0,01	-0,08
B	0,05	-0,03	-0,07
C	0,03	-0,05	-0,08

Anlage 12: Geschwindigkeiten im Querschnitt hinter dem Wärmeübertrager in x-Richtung, absolut (links) und im Bezug zu den x-Geschwindigkeiten vor dem Wärmeübertrager (rechts)

u_2

S1	2	3	4
A	0,32	0,29	0,21
B	0,35	0,36	0,33
C	0,34	0,40	0,51

S2	2	3	4
A	0,33	0,28	0,17
B	0,43	0,47	0,46
C	0,38	0,50	0,52

S3	2	3	4
A	0,41	0,33	0,28
B	0,49	0,51	0,51
C	0,44	0,54	0,56

S4	2	3	4
A	0,50	0,42	0,35
B	0,55	0,56	0,52
C	0,53	0,58	0,60

S5	2	3	4
A	0,56	0,52	0,38
B	0,55	0,59	0,58
C	0,55	0,60	0,63

S6	2	3	4
A	0,57	0,54	0,35
B	0,56	0,59	0,57
C	0,57	0,63	0,63

u_2/u_1

	2	3	4
A	0,48	0,44	0,30
B	0,53	0,53	0,49
C	0,50	0,57	0,72

	2	3	4
A	0,47	0,39	0,24
B	0,64	0,67	0,65
C	0,54	0,70	0,69

	2	3	4
A	0,58	0,48	0,39
B	0,70	0,73	0,70
C	0,63	0,74	0,75

	2	3	4
A	0,72	0,59	0,49
B	0,79	0,80	0,71
C	0,74	0,81	0,80

	2	3	4
A	0,79	0,74	0,54
B	0,79	0,84	0,79
C	0,77	0,82	0,82

	2	3	4
A	0,82	0,77	0,50
B	0,82	0,83	0,78
C	0,79	0,87	0,82

Anlage 13: Geschwindigkeiten im Querschnitt hinter dem Wärmeübertrager in y-Richtung (links) und in z-Richtung (rechts)

v_2

S1	2	3	4
A	0,01	0,00	-0,01
B	0,02	0,00	-0,01
C	0,02	0,01	0,03

S2	2	3	4
A	0,02	0,02	0,00
B	0,03	0,01	-0,01
C	0,00	0,01	0,01

S3	2	3	4
A	0,01	0,01	0,01
B	0,02	0,01	-0,01
C	0,00	0,01	0,01

S4	2	3	4
A	0,01	-0,02	0,01
B	0,01	-0,03	0,01
C	-0,03	-0,03	0,01

S5	2	3	4
A	-0,02	-0,02	-0,01
B	-0,01	-0,02	-0,02
C	-0,02	-0,02	-0,02

S6	2	3	4
A	0,00	0,00	-0,01
B	0,00	0,00	0,00
C	0,00	0,00	-0,01

w_2

	2	3	4
A	0,02	0,00	-0,04
B	0,00	0,00	-0,03
C	0,00	0,00	-0,02

	2	3	4
A	0,01	-0,01	-0,04
B	0,02	0,00	-0,04
C	0,03	-0,01	-0,01

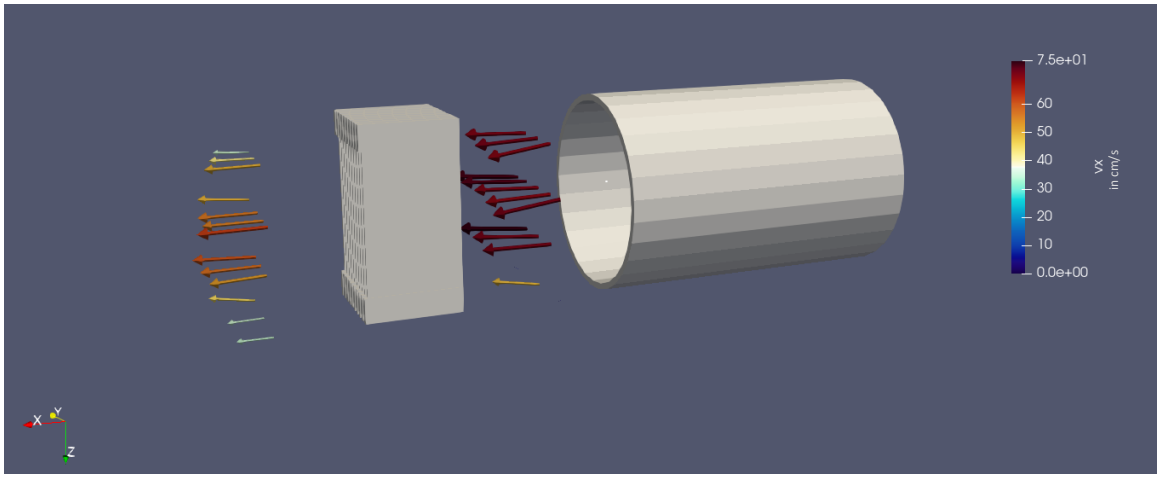
	2	3	4
A	0,00	-0,01	-0,03
B	0,00	-0,01	-0,03
C	0,02	-0,01	-0,02

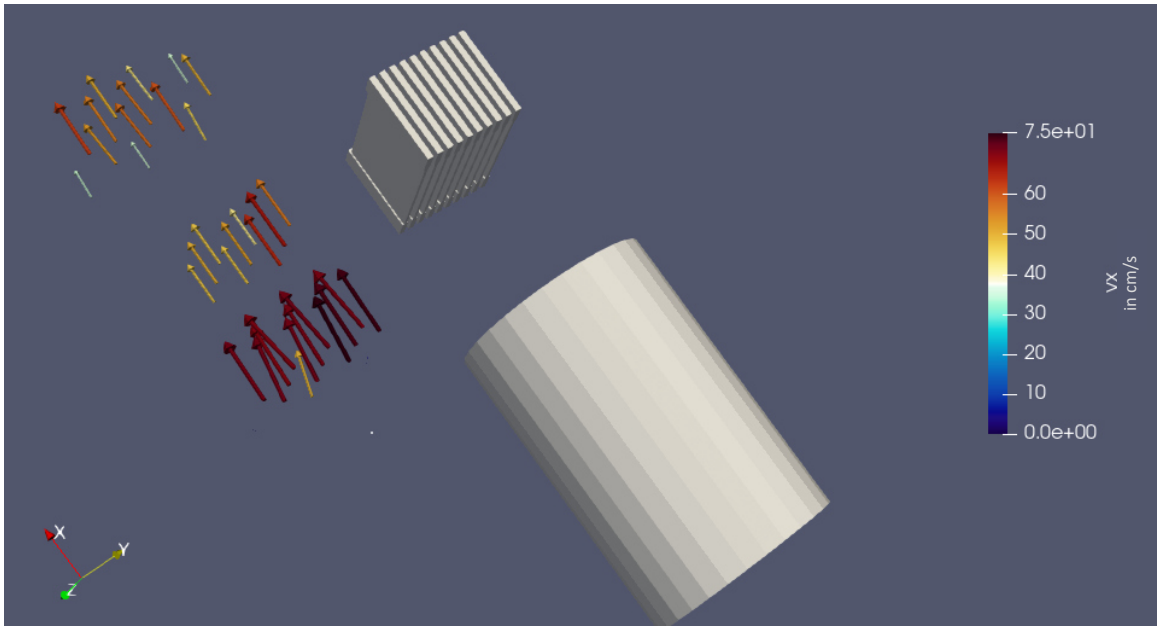
	2	3	4
A	0,01	-0,01	-0,02
B	0,00	-0,01	-0,02
C	0,02	0,00	-0,03

	2	3	4
A	0,03	0,00	-0,01
B	0,03	-0,01	-0,05
C	0,03	-0,01	-0,04

	2	3	4
A	0,03	0,01	-0,02
B	0,03	-0,01	-0,07
C	0,04	-0,02	-0,06

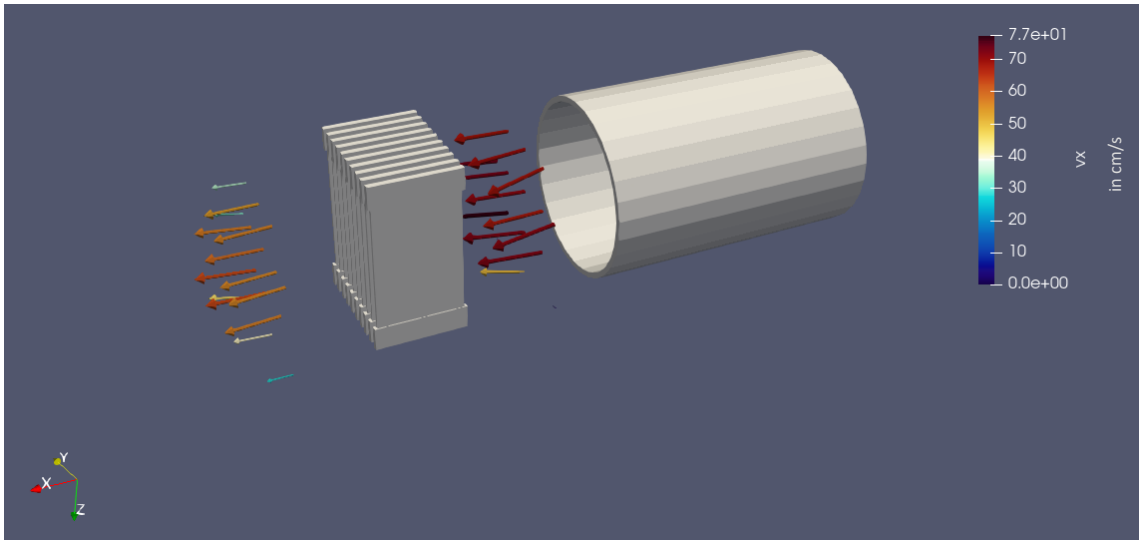
Anlage 14: Visualisierung der Geschwindigkeiten vor, in und hinter dem Wärmeübertrager für S4
In den Spalten des Wärmeübertragers sind lediglich die x-Komponenten der Geschwindigkeit gezeigt, da die Messflügel-Messung lediglich eine räumliche Dimension erfassen kann.

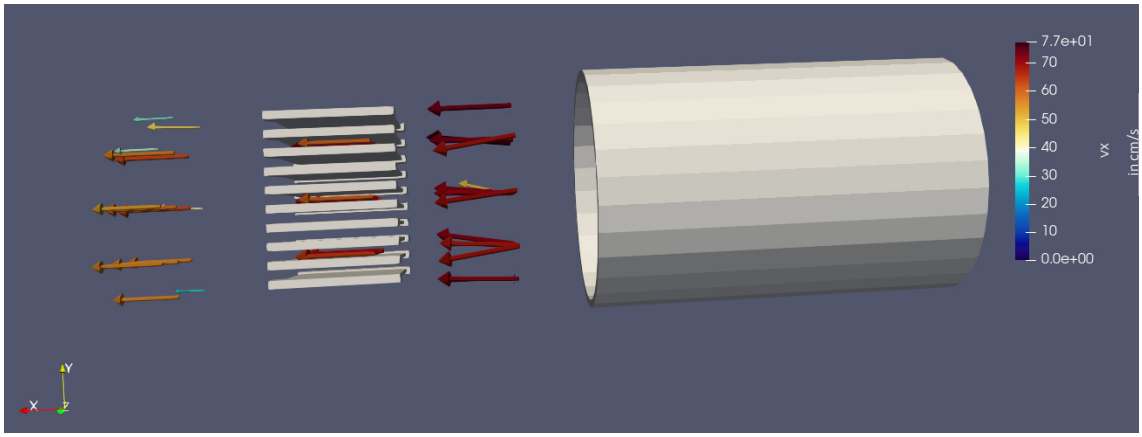


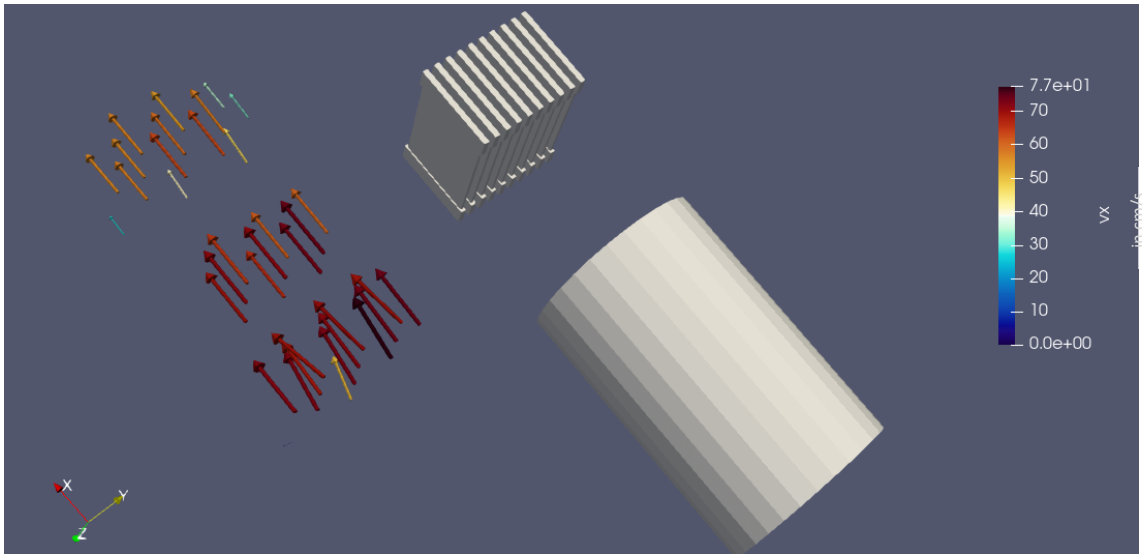


(damit die Geschwindigkeitsvektoren deutlich zu sehen sind, sind Wärmeübertrager und Rohreinlauf in unteren Bild zur Seite gerückt)

Anlage 15: Visualisierung der Geschwindigkeiten vor, in und hinter dem Wärmeübertrager für S6
In den Spalten des Wärmeübertragers sind lediglich die x-Komponenten der Geschwindigkeit gezeigt, da die Messflügel-Messung lediglich eine räumliche Dimension erfassen kann.



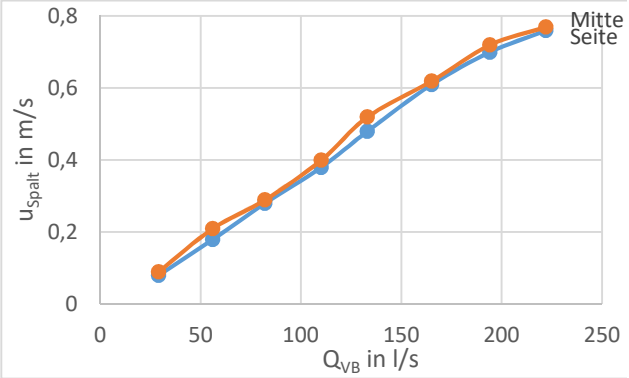




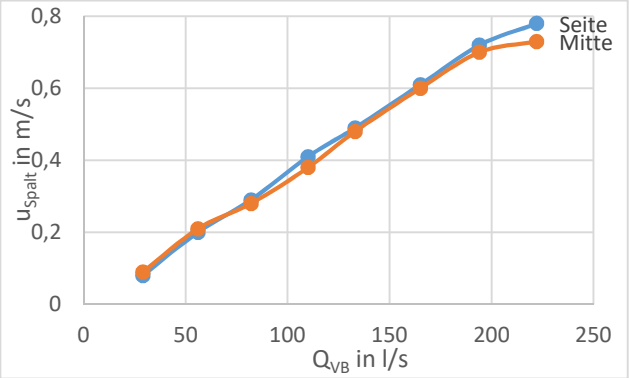
(damit die Geschwindigkeitsvektoren deutlich zu sehen sind, sind Wärmeübertrager und Rohreinlauf in unteren Bild zur Seite gerückt)

Anlage 16: Spaltgeschwindigkeiten bei ein- und ausgebauten Temperaturfühler

A: Spaltgeschwindigkeiten mit und ohne Temperaturfühler (kurz: TF) – Vergleich der horizontalen Ebene



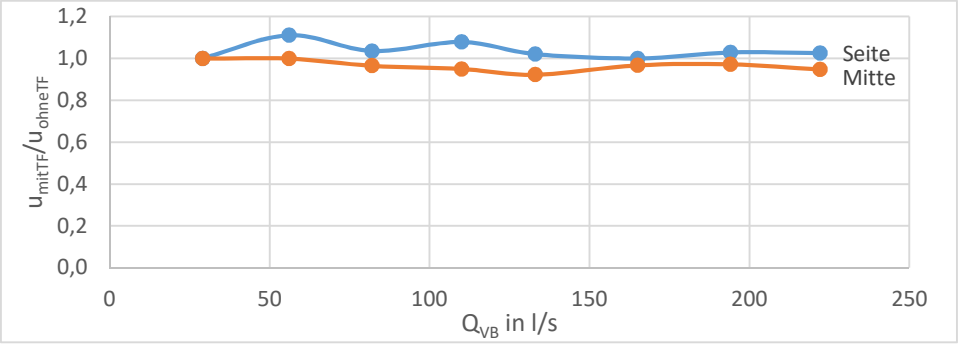
(ohne Temperaturfühler)



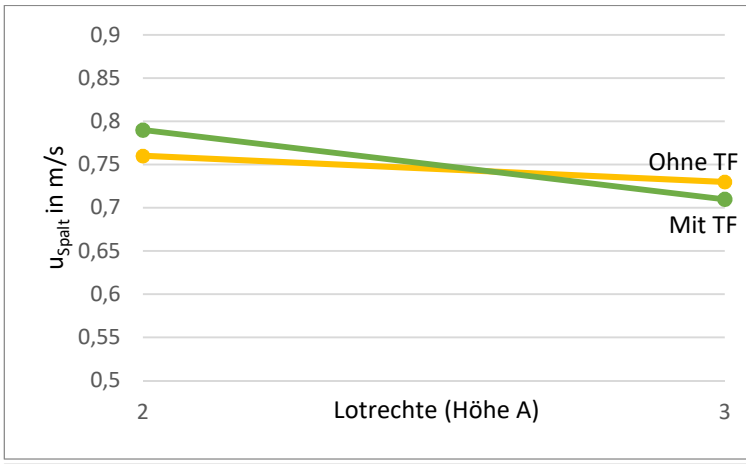
(mit Temperaturfühler)

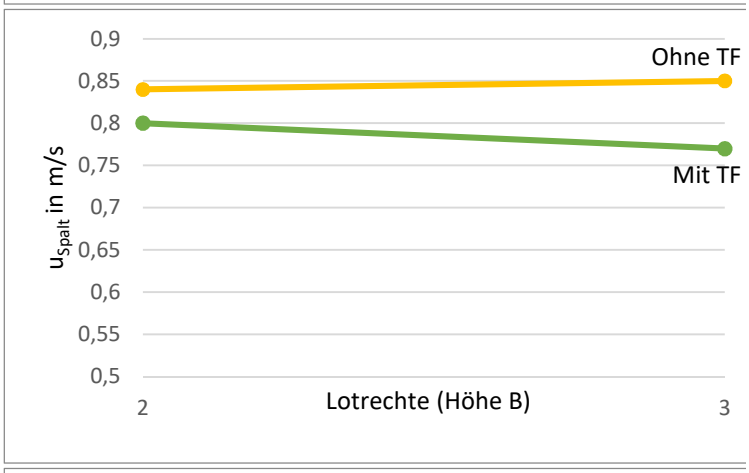
Mit den Messpunkten „a“ aus Tabelle 6-6 wurden für die Durchflüsse 29 bis 222 l/s (vgl. 2. WV) die Spaltgeschwindigkeiten im mittleren und in einem seitlichen (linken) Spalt gemessen, während der Temperaturfühler in einem Fall vor dem Wärmeübertrager befestigt war, im anderen Fall entfernt worden ist. Die Messungen wurden für Spalteinstellung 6 durchgeführt. Im linken Diagramm der beiden oben dargestellten ist zu sehen, dass die Spaltgeschwindigkeiten ohne Temperaturfühler in der Mitte des Wärmeübertragers tendenziell höher als an der Seite sind, während es sich mit eingebautem Temperaturfühler gerade andersherum verhält. Da der eingebaute Temperaturfühler unmittelbar vor dem Wärmeübertrager mittig angeordnet ist, stellt er also für die Strömung vor dem mittleren Spalt ein Strömungshindernis dar, welches umströmt wird. Entsprechend sind die Geschwindigkeiten hier – also hinter dem Temperaturfühler – geringer als sie es ohne Temperaturfühler wären. Da die Strömung zu den Seiten hin ablenkt wird, ist sie in den seitlichen Spalten etwas höher, als sie es ohne Temperaturfühler wäre.

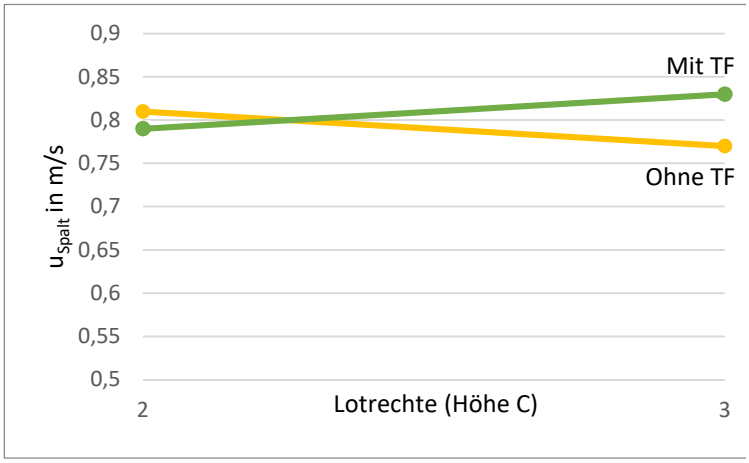
Der Unterschied ist für die Auswertung der im Rahmen der Untersuchungen erhobenen Daten allerdings hinnehmbar klein: Im nachfolgenden Diagramm ist das Verhältnis der Spaltgeschwindigkeiten bei eingebautem und entferntem Temperaturfühler über der Geschwindigkeit aufgetragen. Es ist zwar zu erkennen, dass an der Wärmeübertrager-Seite die Spaltgeschwindigkeiten etwas höher sind, wenn das Messgerät eingebaut ist, doch liegt das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen 1,0 und 1,2, also im Mittel lediglich leicht über einem Verhältnis von 1. An der Wärmeübertrager-Mitte liegt das Geschwindigkeitsverhältnis im Bereich zwischen 0,9 und 1,0, im und damit im Mittel nur leicht unter einem Verhältnis von 1.



B: Spaltgeschwindigkeiten mit und ohne Temperaturfühler – Vergleich der vertikalen Ebene







Um auch die Geschwindigkeitsänderung entlang der Vertikalen zu analysieren, werden die Daten verwendet, die für S6 zur Unterstützung der ADV-Messungen (Q=203 l/s) erhoben wurden. Verglichen werden die Werte der Messpunkte sowohl für die linke Seite als auch für die Mitte in den Höhe A (0,74 m u.WS.), B (0,90 m u.WS.) und C (1,06 m u.WS.).

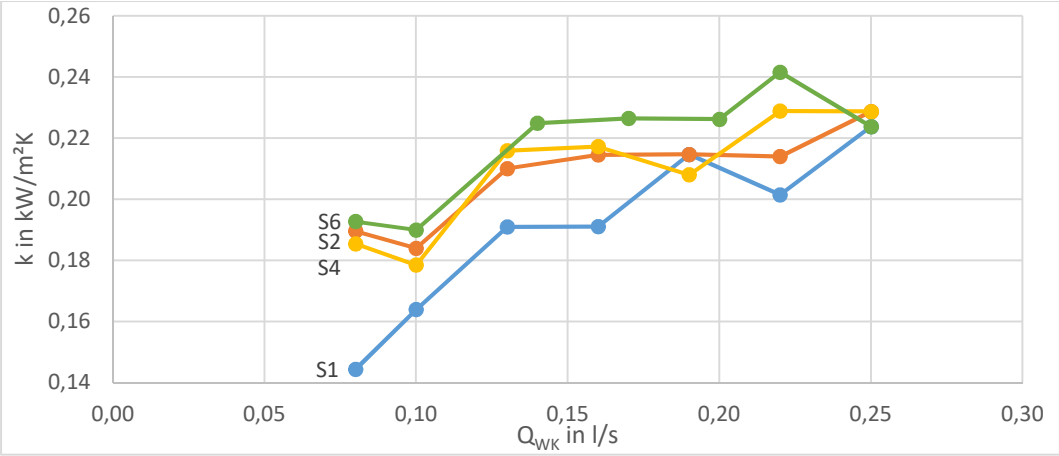
Der Temperaturfühler reicht von der Wasseroberfläche bis in die Höhen A und B hinein. In den Diagrammen zur Höhe A und B ist entsprechend zu erkennen, dass die Geschwindigkeiten im mittleren Spalt mit Messgerät geringer sind als ohne. Außerdem ist die Tendenz ersichtlich, dass die Spaltgeschwindigkeiten mit eingebautem Gerät zur Seite hin zunehmen. Anders verhält es sich in Höhe C. Hier liegen die Spaltgeschwindigkeiten in Wärmeübertrager-Mitte höher, wenn der Temperaturfühler eingebaut ist.

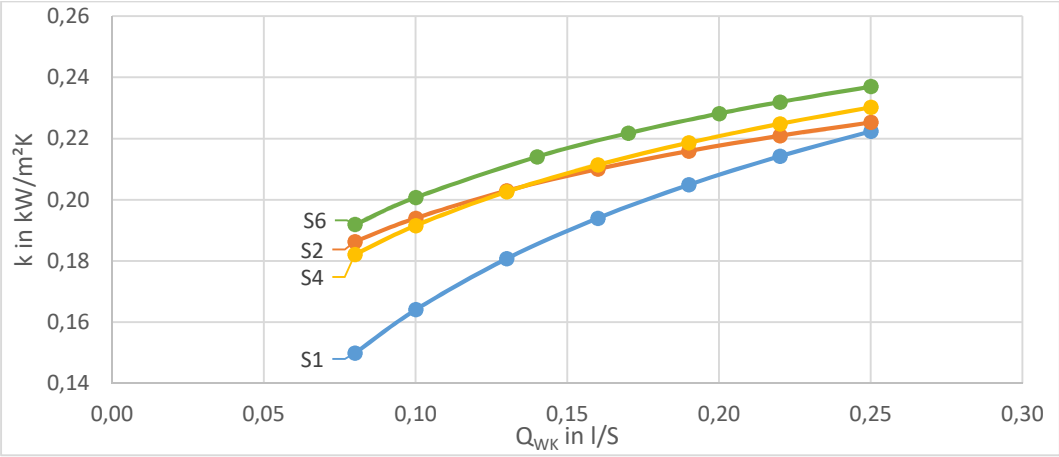
Die Messwerte sind aufgrund der Messungenauigkeit mit Vorsicht zu behandeln, doch scheint es eine geringe Ablenkung der Strömung sowohl zur Seite als auch in die Tiefe zu geben, wenn der Temperaturfühler eingebaut ist.

Anlage 17: Geschwindigkeit der ungestörten Anströmung pro Spaltbreite

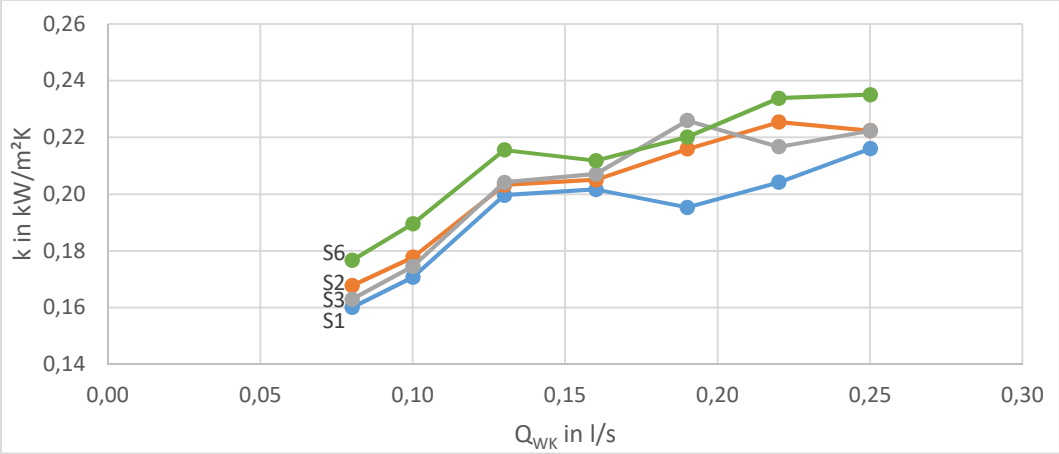
Spalt-einstellung	u_0 pro Spalt-breite in m/s
S1	0,73
S2	0,73
S3	0,74
S4	0,73
S5	0,74
S6	0,74

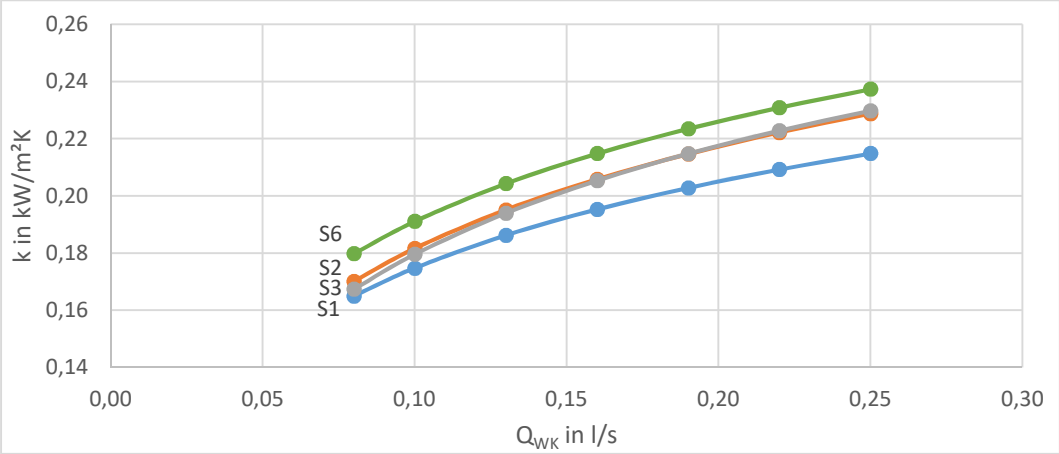
Anlage 18: Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss für 1. WV – 3 K, ohne (oben) und mit (unten) Regression



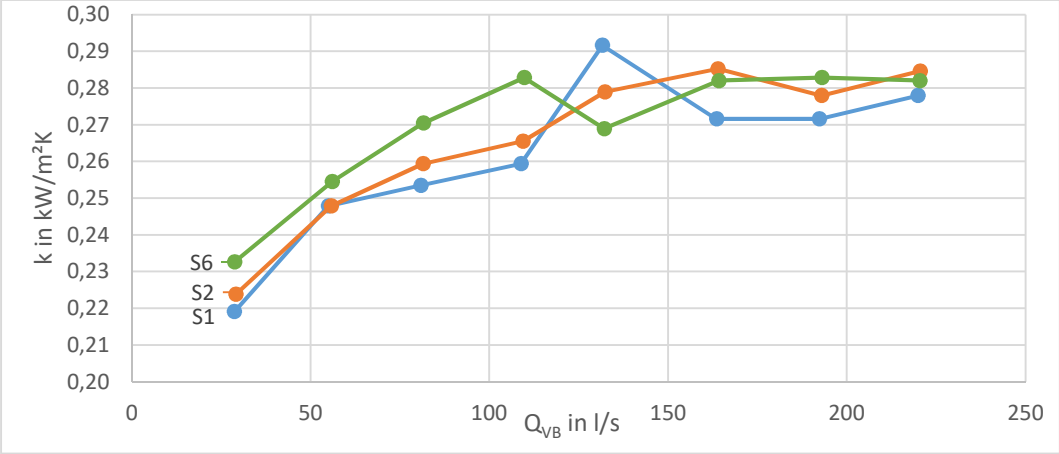


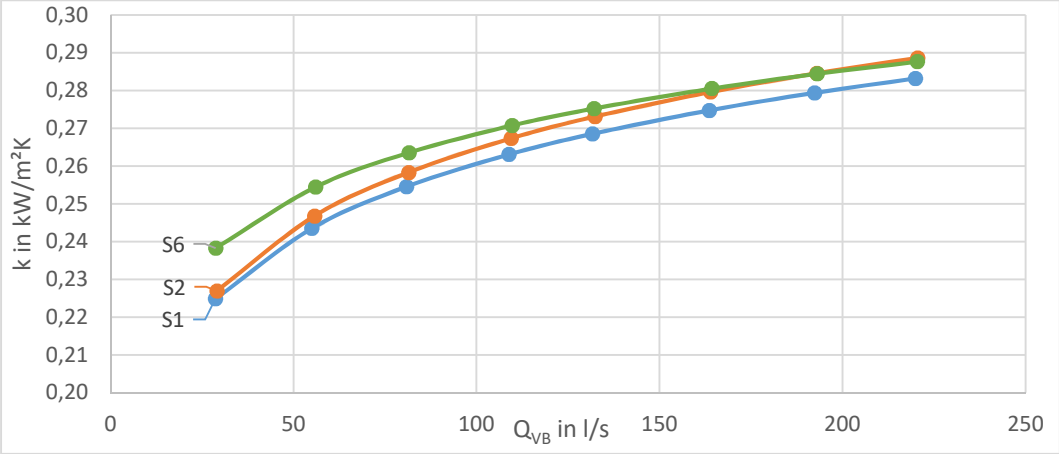
Anlage 19: Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss für 1. WV – 4,5 K, ohne (oben) und mit (unten) Regression



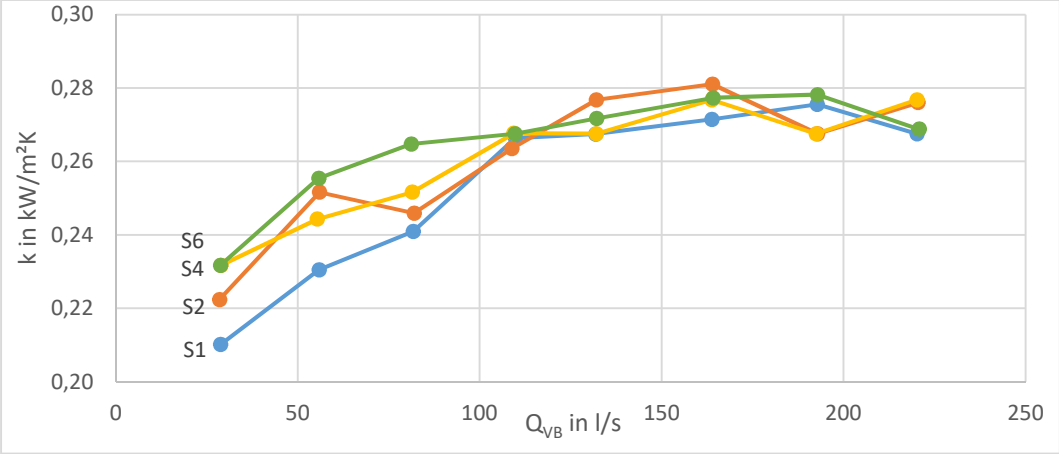


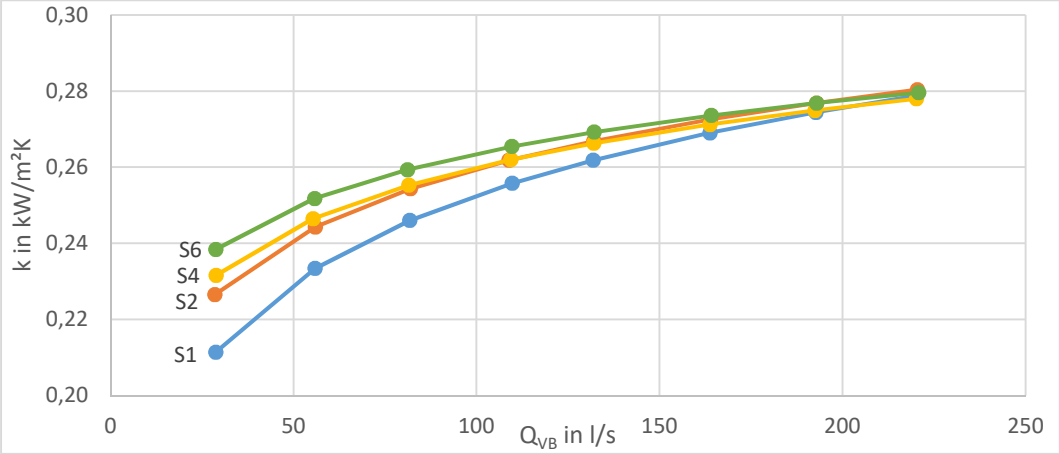
Anlage 20: Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss für 2. WV – 3 K, ohne (oben) und mit (unten) Regression



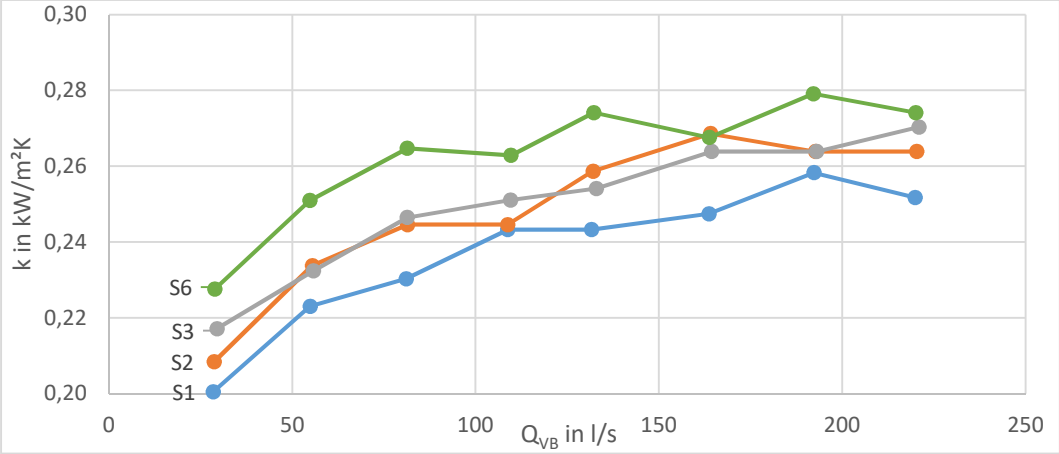


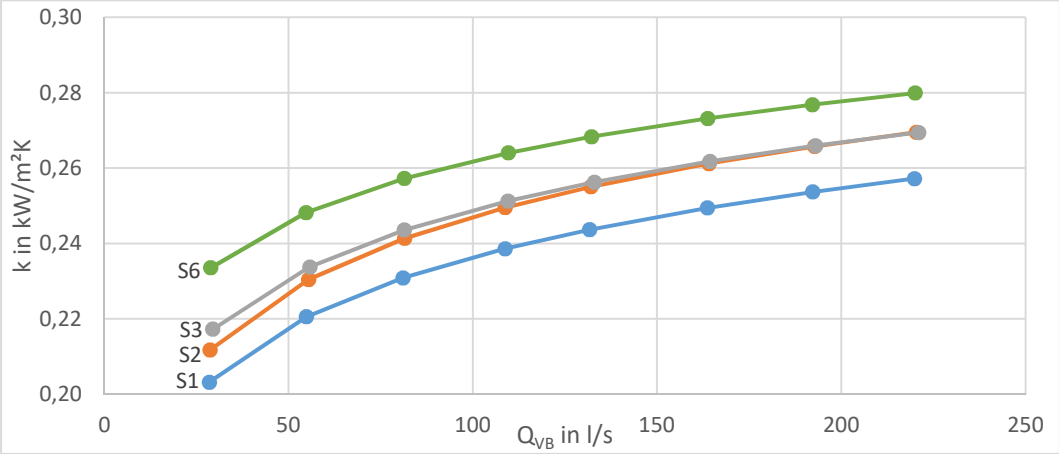
Anlage 21: Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss für 2. WV – 4,5 K, ohne (oben) und mit (unten) Regression





Anlage 22: Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten über dem Durchfluss für 2. WV – 4,5 K – $Q_{WK,70\%}$, ohne (oben) und mit (unten) Regression





Anlage 23: Darstellung des Wärmestroms pro mittlerer Temperaturdifferenz k · A für 9 und 10 Platten

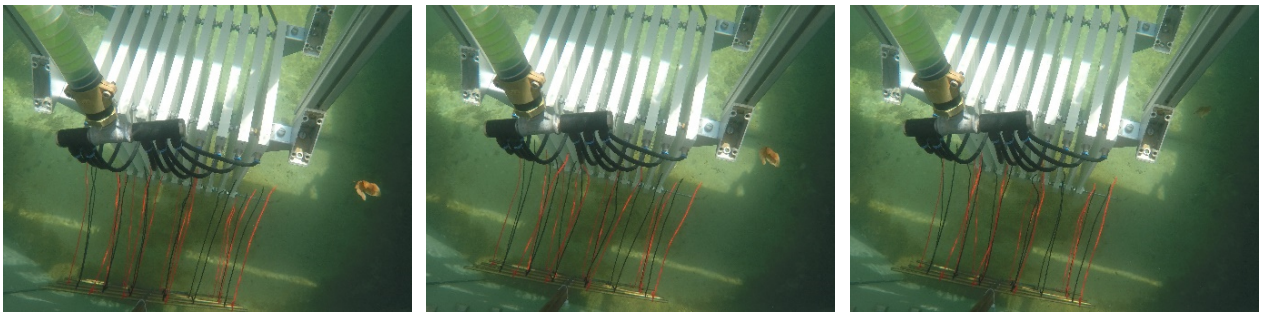
	k_{min} in kW/m²K	k_{max} in kW/m²K	$A_{10Platten}$ in m²		$k_{min} \cdot A$ in kW/K		$k_{max} \cdot A$ in kW/K		Breite in m	
	(Q = 29 l/s)	(Q = 222 l/s)	10 Pl.	9 Pl.	10 Pl.	9 Pl.	10 Pl.	9 Pl.	10 Pl.	9 Pl.
S1	0, 160	0,216	2,42	2,19	**0,52**	0,47	**0,39**	0,35	0,19	0,17
S6	0, 177	0,235	2,42	2,19	0,57	**0,51**	0,43	**0,39**	0,42	0,37

Anlage 24: Ermittlung der Rauheitszahl

			x_{Ende} = 0,28 m					
			Q_{VB} = 29 l/s			Q_{VB} = 222 l/s		
	b_{Spalt} in m	$d_{h,Spalt}$ in m	v_{Spalt} in m/s	Re_x	Rauheitszahl $Re \cdot k_S/d_h$	v_{Spalt} in m/s	Re_x	Rauheitszahl $Re \cdot k_S/d_h$
S1	0,010	0,020	0,04	12574	0,6	0,46	127532	6,4
S2	0,016	0,032	0,05	14423	0,5	0,52	146287	4,6
S3	0,020	0,040	0,06	16642	0,4	0,60	168792	4,2
S4	0,026	0,052	0,07	19600	0,4	0,71	198800	3,8
S5	0,030	0,060	0,13	36400	0,6	0,96	268800	4,5
S6	0,035	0,070	0,13	36400	0,5	0,88	246400	3,5

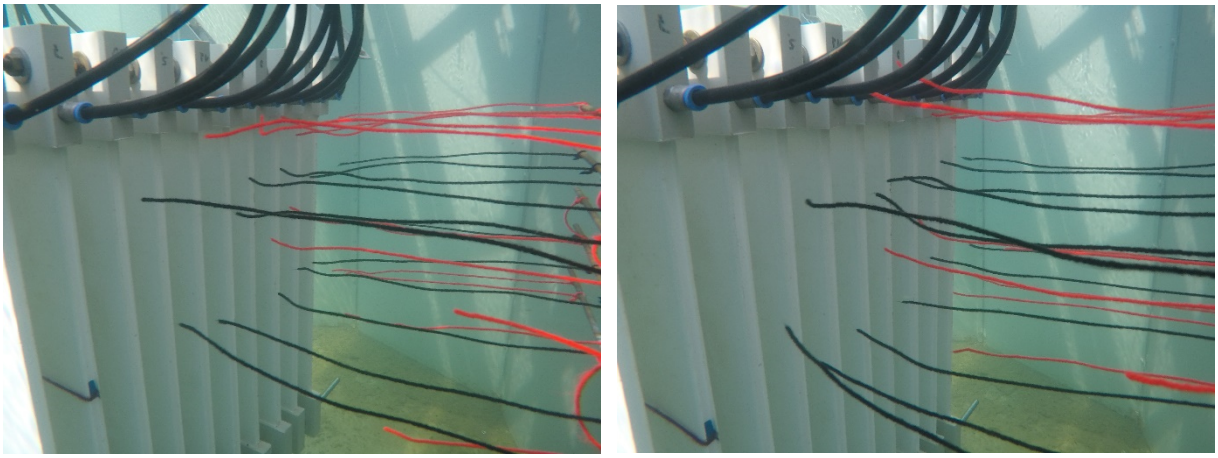
Anlage 25: Fotoaufnahmen zum Störgrad der Anströmung

S5, Q_{VB}=222 l/s



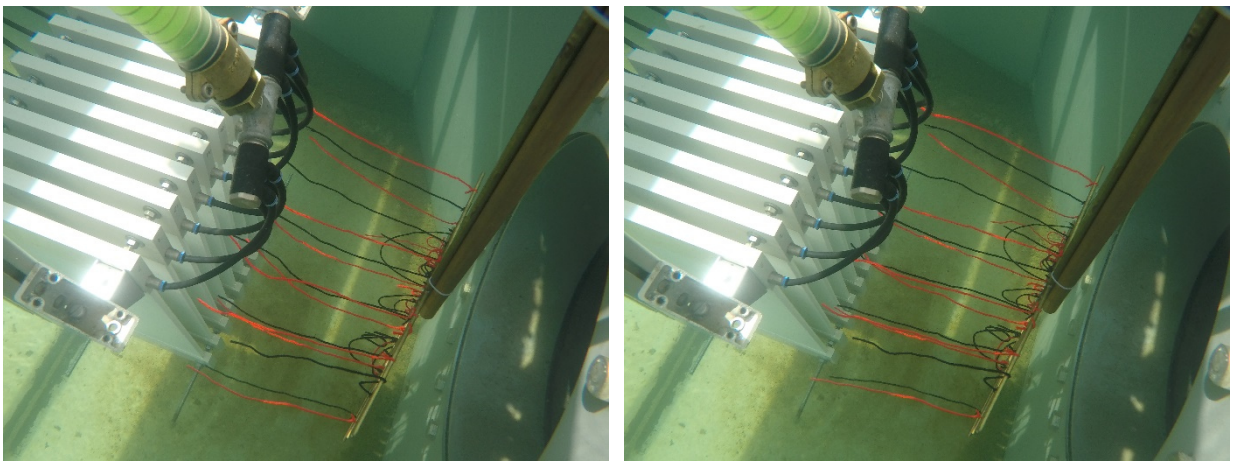
(Die drei Aufnahmen sind sekündlich hintereinander entstanden)

S6 Q_{VB}=222 l/s



(Die beiden Aufnahmen sind innerhalb von 3 Sekunden entstanden)

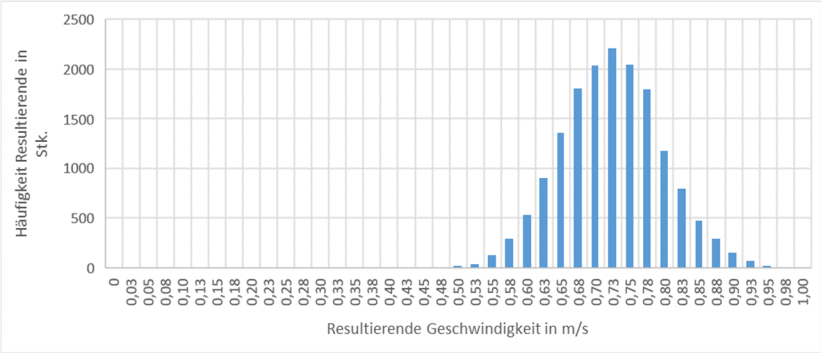
S5 Q_{VB}=29 l/s

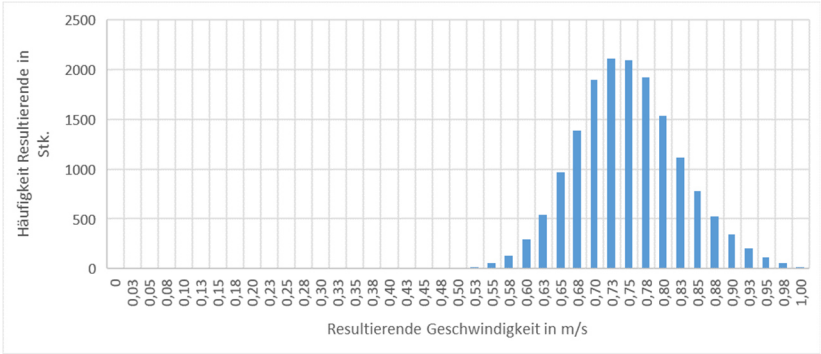


(Die beiden Aufnahmen sind innerhalb von 2 Sekunden entstanden)

Anlage 26: Schwankungsbreite der ADV-Geschwindigkeitsmessungen pro Messpunkt, für S6

Beispielhaft für die mittlere Lotrechte (Lotrechte 3) sind in den beiden nachfolgenden Diagrammen die ADV-Messdaten für Messpunkt 3A (oberes Diagramm) und 3C (unteres Diagramm) der Spaltbreite 6 vor dem Wärmeübertrager dargestellt. Darin ist die Anzahl der sekündlich gemessenen Geschwindigkeiten über jener Geschwindigkeit aufgetragen. Optisch weisen beide Häufigkeitsverteilungen große Ähnlichkeit auf und lassen nicht den Schluss zu, die Strömung wäre im unteren Einlaufbereich gleichförmiger als darüber.





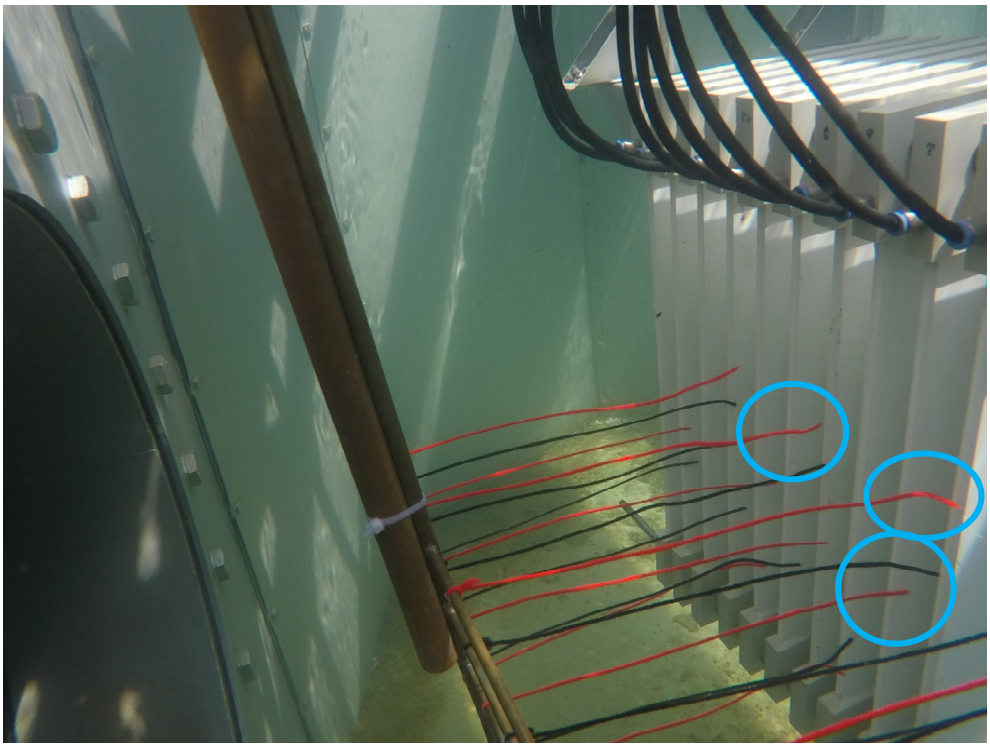
In untenstehender Tabelle ist die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in jedem Messpunkt für den Wärmeübertrager mit Spalteinstellung 6 dargestellt: Daneben ist eingetragen, um welchen Wert die Geschwindigkeit jeweils etwa schwankt* (mittlere halbe Schwankungsbreite), und zwar als absoluter Wert und als relativer Wert zur mittleren Geschwindigkeit. Hier ist quantitativ zu erkennen, dass sich die Schwankungen der Horizontalen A (oberer Messbereich) kaum von denen in der Horizontalen B und C (mittlerer und unterer Messbereich) unterscheiden.

	$u_{ges,m}$ in m/s	Schwankung um $u_{ges,m}$ (absolut) in m/s	Schwankung um $u_{ges,m}$ (relativ zu $u_{ges,m}$) in %	
2A	0,71	0,20	28%	Mittelwert A:
3A	0,71	0,20	28%	**28%**
4A	0,71	0,20	28%	
2B	0,69	0,20	29%	Mittelwert B:
3B	0,72	0,21	29%	**29%**
4B	0,74	0,23	30%	
2C	0,74	0,23	30%	Mittelwert C:
3C	0,74	0,22	29%	**29%**
4C	0,79	0,23	29%	

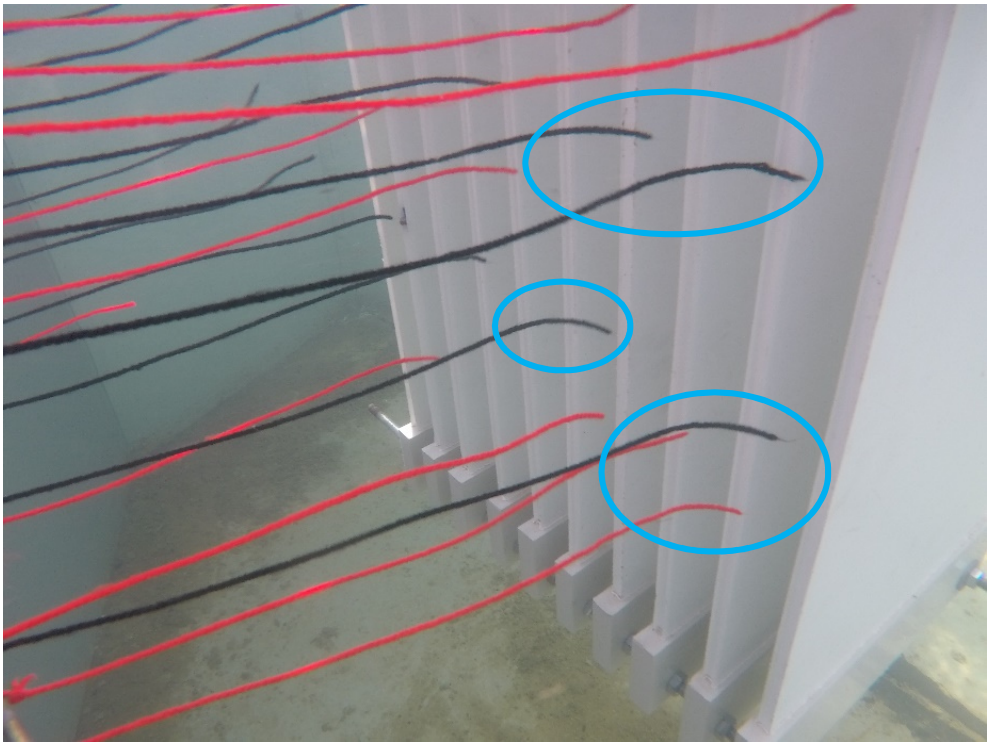
* In diesem Fall schwankt die Geschwindigkeit um den Wert, der weniger als 0,5 % des Mittelwerts beträgt.

Anlage 27: Fotoaufnahmen zum Einlauf der Fäden in den Wärmeübertrager

S5, Q_{VB}=222 l/s



S6, Q_{VB}=222 l/s



Anlage 28: Bestimmung der mittleren hydrodynamischen Einlauflänge in m nach den Berechnungsvorschlägen aus Anlage 1

Anmerkung		S1 Q = 29 l/s		S1 Q = 222 l/s		S6 Q = 29 l/s		S6 Q = 222 l/s	
		Laminar	Turbulent	Laminar	Turbulent	Laminar	Turbulent	Laminar	Turbulent
	d_h	0,020				0,065			
	u_{Spalt}	0,04		0,46		0,13		0,88	
	Re-Zahl	878		8904		8421		57003	
1	Rohr	1,0	0,7	9,7	0,7	30,5	2,3	206,8	0,6
2	Rohr, Kanal	1,0	0,1	9,7	0,3	30,5	0,8	206,8	1,4
3	Kanal	0,7	0,1	0,7	0,2	24,2	0,6	163,6	0,9
4	Rohr (90 %)	0,5	0,0	5,4	0,1	17,0	0,2	115,4	0,4
	Rohr (99%)	1,0	-	9,7	-	30,5	-	206,8	-
5	Kanal	0,4	0,3	3,7	0,4	12,1	1,4	81,8	1,9
	Rohr	1,0	0,3	9,7	0,4	30,5	1,3	206,8	1,8
Mittelwert		0,8	0,3	7,0	0,3	25,1	1,1	169,7	1,4

Anlage 29: Schritte zur Ermittlung der unbekannten Spaltgeschwindigkeiten

A: Geschwindigkeitsverringerungen für S4 (Q=203 l/s)

Q_{VB}=203 l/s	S4					
Mess-punkte	u_1 in m/s	u_{Spalt} in m/s	u_2 in m/s	u_{Spalt}/u_1	u_2/u_{Spalt}	u_2/u_1
2A	0,70	0,47	0,50	0,67	1,07	0,72
2B	0,70	0,50	0,55	0,71	1,11	0,79
2C	0,71	0,47	0,53	0,66	1,13	0,74
3A	0,71	0,42	0,42	0,59	1,01	0,59
3B	0,71	0,52	0,56	0,74	1,08	0,80
3C	0,71	0,47	0,58	0,66	1,22	0,81
4A	0,71	0,56	0,35	0,79	0,62	0,49
4B	0,74	0,67	0,52	0,91	0,78	0,71
4C	0,75	0,65	0,60	0,86	0,93	0,80
		0,53		**0,73**	**0,99**	0,72

B: Geschwindigkeitsverringerungen für S5, S6 (Q=203 l/s)

Q_{VB}=203 l/s	S5						S6					
Mess-punkte	u_1 in m/s	u_{Spalt} in m/s	u_2 in m/s	u_{Spalt}/u_1	u_2/u_{Spalt}	u_2/u_1	u_1 in m/s	u_{Spalt} in m/s	u_2 in m/s	u_{Spalt}/u_1	u_2/u_{Spalt}	u_2/u_1
2A	0,70	0,66	0,56	0,94	0,85	0,79	0,69	0,65	0,57	0,94	0,87	0,82
2B	0,70	0,71	0,55	1,02	0,77	0,79	0,68	0,71	0,56	1,04	0,79	0,82
2C	0,72	0,66	0,55	0,92	0,84	0,77	0,72	0,69	0,57	0,96	0,83	0,79
3A	0,70	0,65	0,52	0,92	0,80	0,74	0,70	0,61	0,54	0,87	0,89	0,77
3B	0,71	0,72	0,59	1,01	0,82	0,84	0,71	0,71	0,59	1,00	0,83	0,83
3C	0,73	0,69	0,60	0,95	0,87	0,82	0,72	0,66	0,63	0,91	0,96	0,87
4A	0,70	0,61	0,38	0,87	0,62	0,54	0,69	0,60	0,35	0,87	0,58	0,50
4B	0,74	0,75	0,58	1,02	0,78	0,79	0,73	0,74	0,57	1,01	0,78	0,78
4C	0,76	0,68	0,63	0,89	0,92	0,82	0,77	0,73	0,63	0,94	0,87	0,82
		0,68		**0,95**	**0,81**	0,77		**0,68**		**0,95**	**0,82**	0,78

C: Abschätzung der Spaltgeschwindigkeiten für S1 bis S3 (Q=203 l/s)

Q_{VB}=203 l/s	S1			S2			S3		
Mess-punkte	u_1 in m/s	u_{Spalt} in m/s	u_2 in m/s	u_1 in m/s	u_{Spalt} in m/s	u_2 in m/s	u_1 in m/s	u_{Spalt} in m/s	u_2 in m/s
2A	0,67	0,32	0,32	0,70	0,32	0,33	0,70	0,40	0,41
2B	0,66	0,35	0,35	0,68	0,43	0,43	0,69	0,48	0,49
2C	0,69	0,34	0,34	0,71	0,38	0,38	0,70	0,43	0,44
3A	0,66	0,29	0,29	0,70	0,27	0,28	0,70	0,33	0,33
3B	0,68	0,36	0,36	0,70	0,47	0,47	0,70	0,51	0,51
3C	0,69	0,39	0,40	0,71	0,49	0,50	0,73	0,54	0,54
4A	0,68	0,21	0,21	0,70	0,16	0,17	0,70	0,27	0,28
4B	0,67	0,32	0,33	0,71	0,46	0,46	0,73	0,50	0,51
4C	0,71	0,51	0,51	0,75	0,51	0,52	0,74	0,55	0,56
		0,34			**0,39**			**0,45**	

D: Übertragung der Geschwindigkeitsverhältnisse auf die relevanten Durchflüsse

Q_{VB} in l/s	29	56	82	110	133	165	194	222	203	u_{Si+1}/u_{Si}
S1	0,04	0,08	0,12	0,24	0,33	0,40	0,43	0,46	0,34	*0,87*
S2	0,05	0,10	0,14	0,27	0,38	0,46	0,49	0,52	0,39	*0,87*
S3	0,06	0,11	0,16	0,31	0,44	0,53	0,57	0,60	0,45	*0,85*
S4	0,07	0,13	0,19	0,37	0,52	0,62	0,67	0,71	0,53	*0,78*
S5	0,13	0,5	0,35	0,47	0,56	0,72	0,85	0,96	0,68	*1,00*
S6	0,13	0,26	0,34	0,46	0,58	0,73	0,81	0,88	0,68	

Anlage 30: Grenzschichtermittlung für Q_{VB}=203 l/s

	b_{Spalt} in m	u_{Spalt} in m/s	x_{vU} in m
S1	0,01	0,34	-
S2	0,016	0,39	-
S3	0,02	0,45	0,029
S4	0,026	0,53	0,035
S5	0,03	0,68	0,021
S6	0,035	0,68	0,021

Q= 203 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
S1	0,025	8559	laminar	1,35	0,29	-0,02				7,3	27%
	0,05	17117	laminar	1,91	0,29	0,01	1726			6,2	38%
	0,075	25676	laminar	2,34	0,29	0,03	10285			5,3	47%
	0,1	34235	laminar	2,70	0,29	0,06	18844			4,6	54%
	0,125	42793	laminar	3,02	0,29	0,08	27402			4,0	60%
	0,15	51352	laminar	3,31	0,29	0,11	35961			3,4	66%
	0,175	59911	laminar	3,57	0,29	0,13	44519			2,9	71%
	0,2	68469	laminar	3,82	0,29	0,16	53078			2,4	76%
	0,225	77028	laminar	4,05	0,29	0,18	61637			1,9	81%
	0,25	85586	laminar	4,27	0,29	0,21	70195			1,5	85%
	0,275	94145	laminar	4,48	0,29	0,23	78754			1,0	90%
	0,28	95857	laminar	4,52	0,29	0,24	80466			1,0	90%
S2	0,025	9713	laminar	1,27	0,26	-0,02	-5828			13,5	16%
	0,05	19427	laminar	1,79	0,26	0,01	3885			12,4	22%
	0,075	29140	laminar	2,20	0,26	0,04	13599			11,6	27%
	0,1	38854	laminar	2,54	0,26	0,06	23312			10,9	32%
	0,125	48567	laminar	2,84	0,26	0,09	33026			10,3	35%
	0,15	58281	laminar	3,11	0,26	0,11	42739			9,8	39%
	0,175	67994	laminar	3,36	0,26	0,14	52453			9,3	42%
	0,2	77708	laminar	3,59	0,26	0,16	62166			8,8	45%
	0,225	87421	laminar	3,80	0,26	0,19	71880			8,4	48%
	0,25	97135	laminar	4,01	0,26	0,21	81593			8,0	50%
	0,275	106848	turbulent	4,21	0,26	0,24	91307	G unb.		7,6	53%
	0,28	108791	turbulent	4,24	0,26	0,24	93249	G unb.		7,5	53%
S3	0,025	11183	laminar	1,18	0,22	0,00	-1826			17,6	12%
	0,05	22366	laminar	1,67	0,22	0,02	9357			16,7	17%
	0,075	33549	laminar	2,05	0,22	0,05	20540			15,9	20%
	0,1	44732	laminar	2,36	0,22	0,07	31723			15,3	24%
	0,125	55915	laminar	2,64	0,22	0,10	42906			14,7	26%
	0,15	67098	laminar	2,90	0,22	0,12	54089			14,2	29%

Q= 203 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
	0,175	78281	laminar	3,13	0,22	0,15	65272			13,7	31%
	0,2	89464	laminar	3,34	0,22	0,17	76455			13,3	33%
	0,225	100647	turbulent	3,55	0,22	0,20	87638	G unb.		12,9	35%
	0,25	111830	turbulent	3,74	0,22	0,22	98821	G unb.		12,5	37%
	0,275	123014	turbulent	3,92	0,22	0,25	110005	4,45	3,71	12,6	37%
	0,28	125250	turbulent	3,96	0,22	0,25	112241	4,53	3,71	12,6	37%
S4	0,025	13139	laminar	1,09	0,19	-0,01	-4993			23,8	8%
	0,05	26278	laminar	1,54	0,19	0,02	8146			22,9	12%
	0,075	39417	laminar	1,89	0,19	0,04	21285			22,2	15%
	0,1	52556	laminar	2,18	0,19	0,07	34424			21,6	17%
	0,125	65694	laminar	2,44	0,19	0,09	47563			21,1	19%
	0,15	78833	laminar	2,67	0,19	0,12	60702			20,7	21%
	0,175	91972	laminar	2,89	0,19	0,14	73841			20,2	22%
	0,2	105111	turbulent	3,08	0,19	0,17	86979	G unb.		19,8	24%
	0,225	118250	turbulent	3,27	0,19	0,19	100118	3,47	3,13	19,7	24%
	0,25	131389	turbulent	3,45	0,19	0,22	113257	3,89	3,16	19,7	24%
	0,275	144528	turbulent	3,62	0,19	0,24	126396	4,30	3,19	19,6	25%
	0,28	147156	turbulent	3,65	0,19	0,25	129024	4,38	3,20	19,6	25%
S5	0,025	17028	laminar	0,96	0,15	0,00	2456			28,1	6%
	0,05	34056	laminar	1,35	0,15	0,03	19483			27,3	9%
	0,075	51083	laminar	1,66	0,15	0,05	36511			26,7	11%
	0,1	68111	laminar	1,92	0,15	0,08	53539			26,2	13%
	0,125	85139	laminar	2,14	0,15	0,10	70567			25,7	14%
	0,15	102167	turbulent	2,35	0,15	0,13	87594	G unb.		25,3	16%
	0,175	119194	turbulent	2,53	0,15	0,15	104622	2,79	2,42	25,2	16%
	0,2	136222	turbulent	2,71	0,15	0,18	121650	3,20	2,45	25,1	16%
	0,225	153250	turbulent	2,87	0,15	0,20	138678	3,61	2,48	25,0	17%
	0,25	170278	turbulent	3,03	0,15	0,23	155706	4,02	2,51	25,0	17%
	0,275	187306	turbulent	3,18	0,15	0,25	172733	4,42	2,53	24,9	17%
	0,28	190711	turbulent	3,21	0,15	0,26	176139	4,50	2,53	24,9	17%
S6	0,025	16944	laminar	0,96	0,15	0,00	2379			33,1	5%
	0,05	33889	laminar	1,36	0,15	0,03	19324			32,3	8%
	0,075	50833	laminar	1,66	0,15	0,05	36268			31,7	10%
	0,1	67778	laminar	1,92	0,15	0,08	53213			31,2	11%
	0,125	84722	laminar	2,15	0,15	0,10	70157			30,7	12%
	0,15	101667	turbulent	2,35	0,15	0,13	87102	G unb.		30,3	13%
	0,175	118611	turbulent	2,54	0,15	0,15	104046	2,79	2,43	30,1	14%
	0,2	135556	turbulent	2,72	0,15	0,18	120990	3,20	2,47	30,1	14%
	0,225	152500	turbulent	2,88	0,15	0,20	137935	3,61	2,49	30,0	14%
	0,25	169444	turbulent	3,04	0,15	0,23	154879	4,02	2,52	30,0	14%
	0,275	186389	turbulent	3,18	0,15	0,25	171824	4,42	2,54	29,9	15%
	0,28	189778	turbulent	3,21	0,15	0,26	175213	4,50	2,54	29,9	15%

Anlage 31: Grenzschichtermittlung für Q_{VB}=29 l/s

	b_{Spalt} in m	u_{Spalt} in m/s	x_{vU} in m
S1	0,01	0,04	-
S2	0,016	0,05	-
S3	0,02	0,06	-
S4	0,026	0,07	-
S5	0,03	0,13	-
S6	0,035	0,13	-

Q=29 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
S1	0,025	1123	laminar	3,73	2,23	0,03	1123			2,5	75%
	0,05	2245	laminar	5,28	2,23	0,05	2245			-0,6	106%
	0,075	3368	laminar	6,46	2,23	0,08	3368			-2,9	129%
	0,1	4491	laminar	7,46	2,23	0,10	4491			-4,9	149%
	0,125	5613	laminar	8,34	2,23	0,13	5613			-6,7	167%
	0,15	6736	laminar	9,14	2,23	0,15	6736			-8,3	183%
	0,175	7858	laminar	9,87	2,23	0,18	7858			-9,7	197%
	0,2	8981	laminar	10,55	2,23	0,20	8981			-11,1	211%
	0,225	10104	laminar	11,19	2,23	0,23	10104			-12,4	224%
	0,25	11226	laminar	11,80	2,23	0,25	11226			-13,6	236%
	0,275	12349	laminar	12,37	2,23	0,28	12349			-14,7	247%
	0,28	12574	laminar	12,49	2,23	0,28	12574			-15,0	250%
S2	0,025	1288	laminar	3,48	1,94	0,03	1288			9,0	44%
	0,05	2575	laminar	4,93	1,94	0,05	2575			6,1	62%
	0,075	3863	laminar	6,03	1,94	0,08	3863			3,9	75%
	0,1	5151	laminar	6,97	1,94	0,10	5151			2,1	87%
	0,125	6439	laminar	7,79	1,94	0,13	6439			0,4	97%
	0,15	7726	laminar	8,53	1,94	0,15	7726			-1,1	107%
	0,175	9014	laminar	9,22	1,94	0,18	9014			-2,4	115%
	0,2	10302	laminar	9,85	1,94	0,20	10302			-3,7	123%
	0,225	11590	laminar	10,45	1,94	0,23	11590			-4,9	131%
	0,25	12877	laminar	11,02	1,94	0,25	12877			-6,0	138%
	0,275	14165	laminar	11,55	1,94	0,28	14165			-7,1	144%
	0,28	14423	laminar	11,66	1,94	0,28	14423			-7,3	146%
S3	0,025	1486	laminar	3,24	1,68	0,03	1486			13,5	32%
	0,05	2972	laminar	4,59	1,68	0,05	2972			10,8	46%
	0,075	4458	laminar	5,62	1,68	0,08	4458			8,8	56%
	0,1	5943	laminar	6,49	1,68	0,10	5943			7,0	65%
	0,125	7429	laminar	7,25	1,68	0,13	7429			5,5	73%
	0,15	8915	laminar	7,94	1,68	0,15	8915			4,1	79%

Q=29 l/s	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	Laminarer Bereich δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	Turbulenter Bereich x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	$b - 2*\delta_l$ in mm	wie sehr ausgefüllt?
	0,175	10401	laminar	8,58	1,68	0,18	10401			2,8	86%
	0,2	11887	laminar	9,17	1,68	0,20	11887			1,7	92%
	0,225	13373	laminar	9,73	1,68	0,23	13373			0,5	97%
	0,25	14858	laminar	10,25	1,68	0,25	14858			-0,5	103%
	0,275	16344	laminar	10,76	1,68	0,28	16344			-1,5	108%
	0,28	16642	laminar	10,85	1,68	0,28	16642			-1,7	109%
S4	0,025	1750	laminar	2,99	1,43	0,03	1750			20,0	23%
	0,05	3500	laminar	4,23	1,43	0,05	3500			17,5	33%
	0,075	5250	laminar	5,18	1,43	0,08	5250			15,6	40%
	0,1	7000	laminar	5,98	1,43	0,10	7000			14,0	46%
	0,125	8750	laminar	6,68	1,43	0,13	8750			12,6	51%
	0,15	10500	laminar	7,32	1,43	0,15	10500			11,4	56%
	0,175	12250	laminar	7,91	1,43	0,18	12250			10,2	61%
	0,2	14000	laminar	8,45	1,43	0,20	14000			9,1	65%
	0,225	15750	laminar	8,96	1,43	0,23	15750			8,1	69%
	0,25	17500	laminar	9,45	1,43	0,25	17500			7,1	73%
	0,275	19250	laminar	9,91	1,43	0,28	19250			6,2	76%
	0,28	19600	laminar	10,00	1,43	0,28	19600			6,0	77%
S5	0,025	3250	laminar	2,19	0,77	0,03	3250			25,6	15%
	0,05	6500	laminar	3,10	0,77	0,05	6500			23,8	21%
	0,075	9750	laminar	3,80	0,77	0,08	9750			22,4	25%
	0,1	13000	laminar	4,39	0,77	0,10	13000			21,2	29%
	0,125	16250	laminar	4,90	0,77	0,13	16250			20,2	33%
	0,15	19500	laminar	5,37	0,77	0,15	19500			19,3	36%
	0,175	22750	laminar	5,80	0,77	0,18	22750			18,4	39%
	0,2	26000	laminar	6,20	0,77	0,20	26000			17,6	41%
	0,225	29250	laminar	6,58	0,77	0,23	29250			16,8	44%
	0,25	32500	laminar	6,93	0,77	0,25	32500			16,1	46%
	0,275	35750	laminar	7,27	0,77	0,28	35750			15,5	48%
	0,28	36400	laminar	7,34	0,77	0,28	36400			15,3	49%
S6	0,025	3250	laminar	2,19	0,77	0,03	3250			30,6	13%
	0,05	6500	laminar	3,10	0,77	0,05	6500			28,8	18%
	0,075	9750	laminar	3,80	0,77	0,08	9750			27,4	22%
	0,1	13000	laminar	4,39	0,77	0,10	13000			26,2	25%
	0,125	16250	laminar	4,90	0,77	0,13	16250			25,2	28%
	0,15	19500	laminar	5,37	0,77	0,15	19500			24,3	31%
	0,175	22750	laminar	5,80	0,77	0,18	22750			23,4	33%
	0,2	26000	laminar	6,20	0,77	0,20	26000			22,6	35%
	0,225	29250	laminar	6,58	0,77	0,23	29250			21,8	38%
	0,25	32500	laminar	6,93	0,77	0,25	32500			21,1	40%
	0,275	35750	laminar	7,27	0,77	0,28	35750			20,5	42%
	0,28	36400	laminar	7,34	0,77	0,28	36400			20,3	42%

Anlage 32: Grenzschichtermittlung für Q_{VB}=56 l/s

	b_{Spalt} in m	u_{Spalt} in m/s	x_{vU} in m
S1	0,01	0,08	-
S2	0,016	0,10	-
S3	0,02	0,11	-
S4	0,026	0,13	-
S5	0,03	0,25	-
S6	0,035	0,26	-

Q=56 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
S1	0,025	2085	laminar	2,74	1,20	0,03	2085			4,5	55%
	0,05	4170	laminar	3,87	1,20	0,05	4170			2,3	77%
	0,075	6255	laminar	4,74	1,20	0,08	6255			0,5	95%
	0,1	8340	laminar	5,48	1,20	0,10	8340			-1,0	110%
	0,125	10425	laminar	6,12	1,20	0,13	10425			-2,2	122%
	0,15	12509	laminar	6,71	1,20	0,15	12509			-3,4	134%
	0,175	14594	laminar	7,24	1,20	0,18	14594			-4,5	145%
	0,2	16679	laminar	7,74	1,20	0,20	16679			-5,5	155%
	0,225	18764	laminar	8,21	1,20	0,23	18764			-6,4	164%
	0,25	20849	laminar	8,66	1,20	0,25	20849			-7,3	173%
	0,275	22934	laminar	9,08	1,20	0,28	22934			-8,2	182%
	0,28	23351	laminar	9,16	1,20	0,28	23351			-8,3	183%
S2	0,025	2392	laminar	2,56	1,05	0,03	2392			10,9	32%
	0,05	4783	laminar	3,61	1,05	0,05	4783			8,8	45%
	0,075	7175	laminar	4,43	1,05	0,08	7175			7,1	55%
	0,1	9566	laminar	5,11	1,05	0,10	9566			5,8	64%
	0,125	11958	laminar	5,72	1,05	0,13	11958			4,6	71%
	0,15	14349	laminar	6,26	1,05	0,15	14349			3,5	78%
	0,175	16741	laminar	6,76	1,05	0,18	16741			2,5	85%
	0,2	19132	laminar	7,23	1,05	0,20	19132			1,5	90%
	0,225	21524	laminar	7,67	1,05	0,23	21524			0,7	96%
	0,25	23915	laminar	8,08	1,05	0,25	23915			-0,2	101%
	0,275	26307	laminar	8,48	1,05	0,28	26307			-1,0	106%
	0,28	26785	laminar	8,55	1,05	0,28	26785			-1,1	107%
S3	0,025	2759	laminar	2,38	0,91	0,03	2759			15,2	24%
	0,05	5519	laminar	3,37	0,91	0,05	5519			13,3	34%
	0,075	8278	laminar	4,12	0,91	0,08	8278			11,8	41%
	0,1	11038	laminar	4,76	0,91	0,10	11038			10,5	48%
	0,125	13797	laminar	5,32	0,91	0,13	13797			9,4	53%
	0,15	16557	laminar	5,83	0,91	0,15	16557			8,3	58%
	0,175	19316	laminar	6,30	0,91	0,18	19316			7,4	63%

Q=56 l/s	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	Laminarer Bereich δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	Turbulenter Bereich x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	$b - 2*\delta_l$ in mm	wie sehr ausgefüllt?
	0,2	22075	laminar	6,73	0,91	0,20	22075			6,5	67%
	0,225	24835	laminar	7,14	0,91	0,23	24835			5,7	71%
	0,25	27594	laminar	7,52	0,91	0,25	27594			5,0	75%
	0,275	30354	laminar	7,89	0,91	0,28	30354			4,2	79%
	0,28	30906	laminar	7,96	0,91	0,28	30906			4,1	80%
S4	0,025	3250	laminar	2,19	0,77	0,03	3250			21,6	17%
	0,05	6500	laminar	3,10	0,77	0,05	6500			19,8	24%
	0,075	9750	laminar	3,80	0,77	0,08	9750			18,4	29%
	0,1	13000	laminar	4,39	0,77	0,10	13000			17,2	34%
	0,125	16250	laminar	4,90	0,77	0,13	16250			16,2	38%
	0,15	19500	laminar	5,37	0,77	0,15	19500			15,3	41%
	0,175	22750	laminar	5,80	0,77	0,18	22750			14,4	45%
	0,2	26000	laminar	6,20	0,77	0,20	26000			13,6	48%
	0,225	29250	laminar	6,58	0,77	0,23	29250			12,8	51%
	0,25	32500	laminar	6,93	0,77	0,25	32500			12,1	53%
	0,275	35750	laminar	7,27	0,77	0,28	35750			11,5	56%
	0,28	36400	laminar	7,34	0,77	0,28	36400			11,3	56%
S5	0,025	6250	laminar	1,58	0,40	0,03	6250			26,8	11%
	0,05	12500	laminar	2,24	0,40	0,05	12500			25,5	15%
	0,075	18750	laminar	2,74	0,40	0,08	18750			24,5	18%
	0,1	25000	laminar	3,16	0,40	0,10	25000			23,7	21%
	0,125	31250	laminar	3,54	0,40	0,13	31250			22,9	24%
	0,15	37500	laminar	3,87	0,40	0,15	37500			22,3	26%
	0,175	43750	laminar	4,18	0,40	0,18	43750			21,6	28%
	0,2	50000	laminar	4,47	0,40	0,20	50000			21,1	30%
	0,225	56250	laminar	4,74	0,40	0,23	56250			20,5	32%
	0,25	62500	laminar	5,00	0,40	0,25	62500			20,0	33%
	0,275	68750	laminar	5,24	0,40	0,28	68750			19,5	35%
	0,28	70000	laminar	5,29	0,40	0,28	70000			19,4	35%
S6	0,025	6500	laminar	1,55	0,38	0,03	6500			31,9	9%
	0,05	13000	laminar	2,19	0,38	0,05	13000			30,6	13%
	0,075	19500	laminar	2,69	0,38	0,08	19500			29,6	15%
	0,1	26000	laminar	3,10	0,38	0,10	26000			28,8	18%
	0,125	32500	laminar	3,47	0,38	0,13	32500			28,1	20%
	0,15	39000	laminar	3,80	0,38	0,15	39000			27,4	22%
	0,175	45500	laminar	4,10	0,38	0,18	45500			26,8	23%
	0,2	52000	laminar	4,39	0,38	0,20	52000			26,2	25%
	0,225	58500	laminar	4,65	0,38	0,23	58500			25,7	27%
	0,25	65000	laminar	4,90	0,38	0,25	65000			25,2	28%
	0,275	71500	laminar	5,14	0,38	0,28	71500			24,7	29%
	0,28	72800	laminar	5,19	0,38	0,28	72800			24,6	30%

Anlage 33: Grenzschichtermittlung für Q_{VB}=82 l/s

	b_{Spalt} in m	u_{Spalt} in m/s	x_{vU} in m
S1	0,01	0,12	-
S2	0,016	0,14	-
S3	0,02	0,16	-
S4	0,026	0,19	-
S5	0,03	0,35	-
S6	0,035	0,34	-

Q=82 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
S1	0,025	3047	laminar	2,26	0,82	0,03	3047			5,5	45%
	0,05	6094	laminar	3,20	0,82	0,05	6094			3,6	64%
	0,075	9142	laminar	3,92	0,82	0,08	9142			2,2	78%
	0,1	12189	laminar	4,53	0,82	0,10	12189			0,9	91%
	0,125	15236	laminar	5,06	0,82	0,13	15236			-0,1	101%
	0,15	18283	laminar	5,55	0,82	0,15	18283			-1,1	111%
	0,175	21330	laminar	5,99	0,82	0,18	21330			-2,0	120%
	0,2	24377	laminar	6,40	0,82	0,20	24377			-2,8	128%
	0,225	27425	laminar	6,79	0,82	0,23	27425			-3,6	136%
	0,25	30472	laminar	7,16	0,82	0,25	30472			-4,3	143%
	0,275	33519	laminar	7,51	0,82	0,28	33519			-5,0	150%
	0,28	34128	laminar	7,58	0,82	0,28	34128			-5,2	152%
S2	0,025	3495	laminar	2,11	0,72	0,03	3495			11,8	26%
	0,05	6991	laminar	2,99	0,72	0,05	6991			10,0	37%
	0,075	10486	laminar	3,66	0,72	0,08	10486			8,7	46%
	0,1	13981	laminar	4,23	0,72	0,10	13981			7,5	53%
	0,125	17476	laminar	4,73	0,72	0,13	17476			6,5	59%
	0,15	20972	laminar	5,18	0,72	0,15	20972			5,6	65%
	0,175	24467	laminar	5,59	0,72	0,18	24467			4,8	70%
	0,2	27962	laminar	5,98	0,72	0,20	27962			4,0	75%
	0,225	31458	laminar	6,34	0,72	0,23	31458			3,3	79%
	0,25	34953	laminar	6,69	0,72	0,25	34953			2,6	84%
	0,275	38448	laminar	7,01	0,72	0,28	38448			2,0	88%
	0,28	39147	laminar	7,08	0,72	0,28	39147			1,8	88%
S3	0,025	4033	laminar	1,97	0,62	0,03	4033			16,1	20%
	0,05	8066	laminar	2,78	0,62	0,05	8066			14,4	28%
	0,075	12099	laminar	3,41	0,62	0,08	12099			13,2	34%
	0,1	16132	laminar	3,94	0,62	0,10	16132			12,1	39%
	0,125	20165	laminar	4,40	0,62	0,13	20165			11,2	44%
	0,15	24198	laminar	4,82	0,62	0,15	24198			10,4	48%

Q=82 l/s	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	Laminarer Bereich δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	Turbulenter Bereich x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	$b - 2*\delta_l$ in mm	wie sehr ausgefüllt?
	0,175	28231	laminar	5,21	0,62	0,18	28231			9,6	52%
	0,2	32264	laminar	5,57	0,62	0,20	32264			8,9	56%
	0,225	36297	laminar	5,90	0,62	0,23	36297			8,2	59%
	0,25	40330	laminar	6,22	0,62	0,25	40330			7,6	62%
	0,275	44363	laminar	6,53	0,62	0,28	44363			6,9	65%
	0,28	45170	laminar	6,59	0,62	0,28	45170			6,8	66%
S4	0,025	4750	laminar	1,81	0,53	0,03	4750			22,4	14%
	0,05	9500	laminar	2,56	0,53	0,05	9500			20,9	20%
	0,075	14250	laminar	3,14	0,53	0,08	14250			19,7	24%
	0,1	19000	laminar	3,63	0,53	0,10	19000			18,7	28%
	0,125	23750	laminar	4,06	0,53	0,13	23750			17,9	31%
	0,15	28500	laminar	4,44	0,53	0,15	28500			17,1	34%
	0,175	33250	laminar	4,80	0,53	0,18	33250			16,4	37%
	0,2	38000	laminar	5,13	0,53	0,20	38000			15,7	39%
	0,225	42750	laminar	5,44	0,53	0,23	42750			15,1	42%
	0,25	47500	laminar	5,74	0,53	0,25	47500			14,5	44%
	0,275	52250	laminar	6,02	0,53	0,28	52250			14,0	46%
	0,28	53200	laminar	6,07	0,53	0,28	53200			13,9	47%
S5	0,025	8750	laminar	1,34	0,29	0,03	8750			27,3	9%
	0,05	17500	laminar	1,89	0,29	0,05	17500			26,2	13%
	0,075	26250	laminar	2,31	0,29	0,08	26250			25,4	15%
	0,1	35000	laminar	2,67	0,29	0,10	35000			24,7	18%
	0,125	43750	laminar	2,99	0,29	0,13	43750			24,0	20%
	0,15	52500	laminar	3,27	0,29	0,15	52500			23,5	22%
	0,175	61250	laminar	3,54	0,29	0,18	61250			22,9	24%
	0,2	70000	laminar	3,78	0,29	0,20	70000			22,4	25%
	0,225	78750	laminar	4,01	0,29	0,23	78750			22,0	27%
	0,25	87500	laminar	4,23	0,29	0,25	87500			21,5	28%
	0,275	96250	laminar	4,43	0,29	0,28	96250			21,1	30%
	0,28	98000	laminar	4,47	0,29	0,28	98000			21,1	30%
S6	0,025	8500	laminar	1,36	0,29	0,03	8500			32,3	8%
	0,05	17000	laminar	1,92	0,29	0,05	17000			31,2	11%
	0,075	25500	laminar	2,35	0,29	0,08	25500			30,3	13%
	0,1	34000	laminar	2,71	0,29	0,10	34000			29,6	15%
	0,125	42500	laminar	3,03	0,29	0,13	42500			28,9	17%
	0,15	51000	laminar	3,32	0,29	0,15	51000			28,4	19%
	0,175	59500	laminar	3,59	0,29	0,18	59500			27,8	20%
	0,2	68000	laminar	3,83	0,29	0,20	68000			27,3	22%
	0,225	76500	laminar	4,07	0,29	0,23	76500			26,9	23%
	0,25	85000	laminar	4,29	0,29	0,25	85000			26,4	24%
	0,275	93500	laminar	4,50	0,29	0,28	93500			26,0	26%
	0,28	95200	laminar	4,54	0,29	0,28	95200			25,9	26%

Anlage 34: Grenzschichtermittlung für Q_{VB}=110 l/s

	b_{Spalt} in m	u_{Spalt} in m/s	x_{vU} in m
S1	0,01	0,24	-
S2	0,016	0,27	-
S3	0,02	0,31	-
S4	0,026	0,37	-
S5	0,03	0,47	0,021
S6	0,035	0,46	0,027

Q=110 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
S1	0,025	5934	laminar	1,62	0,42	0,03	5934			6,8	32%
	0,05	11868	laminar	2,29	0,42	0,05	11868			5,4	46%
	0,075	17802	laminar	2,81	0,42	0,08	17802			4,4	56%
	0,1	23736	laminar	3,25	0,42	0,10	23736			3,5	65%
	0,125	29670	laminar	3,63	0,42	0,13	29670			2,7	73%
	0,15	35604	laminar	3,97	0,42	0,15	35604			2,1	79%
	0,175	41538	laminar	4,29	0,42	0,18	41538			1,4	86%
	0,2	47472	laminar	4,59	0,42	0,20	47472			0,8	92%
	0,225	53406	laminar	4,87	0,42	0,23	53406			0,3	97%
	0,25	59340	laminar	5,13	0,42	0,25	59340			-0,3	103%
	0,275	65274	laminar	5,38	0,42	0,28	65274			-0,8	108%
	0,28	66460	laminar	5,43	0,42	0,28	66460			-0,9	109%
S2	0,025	6807	laminar	1,52	0,37	0,03	6807			13,0	19%
	0,05	13613	laminar	2,14	0,37	0,05	13613			11,7	27%
	0,075	20420	laminar	2,62	0,37	0,08	20420			10,8	33%
	0,1	27226	laminar	3,03	0,37	0,10	27226			9,9	38%
	0,125	34033	laminar	3,39	0,37	0,13	34033			9,2	42%
	0,15	40840	laminar	3,71	0,37	0,15	40840			8,6	46%
	0,175	47646	laminar	4,01	0,37	0,18	47646			8,0	50%
	0,2	54453	laminar	4,29	0,37	0,20	54453			7,4	54%
	0,225	61259	laminar	4,55	0,37	0,23	61259			6,9	57%
	0,25	68066	laminar	4,79	0,37	0,25	68066			6,4	60%
	0,275	74873	laminar	5,03	0,37	0,28	74873			5,9	63%
	0,28	76234	laminar	5,07	0,37	0,28	76234			5,9	63%
S3	0,025	7854	laminar	1,41	0,32	0,03	7854			17,2	14%
	0,05	15708	laminar	1,99	0,32	0,05	15708			16,0	20%
	0,075	23561	laminar	2,44	0,32	0,08	23561			15,1	24%
	0,1	31415	laminar	2,82	0,32	0,10	31415			14,4	28%
	0,125	39269	laminar	3,15	0,32	0,13	39269			13,7	32%
	0,15	47123	laminar	3,45	0,32	0,15	47123			13,1	35%

Q=110 l/s	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	Laminarer Bereich δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	Turbulenter Bereich x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	$b - 2*\delta_l$ in mm	wie sehr ausgefüllt?
	0,175	54976	laminar	3,73	0,32	0,18	54976			12,5	37%
	0,2	62830	laminar	3,99	0,32	0,20	62830			12,0	40%
	0,225	70684	laminar	4,23	0,32	0,23	70684			11,5	42%
	0,25	78538	laminar	4,46	0,32	0,25	78538			11,1	45%
	0,275	86392	laminar	4,68	0,32	0,28	86392			10,6	47%
	0,28	87962	laminar	4,72	0,32	0,28	87962			10,6	47%
S4	0,025	9250	laminar	1,30	0,27	-0,01	-3515			23,4	10%
	0,05	18500	laminar	1,84	0,27	0,02	5735			22,3	14%
	0,075	27750	laminar	2,25	0,27	0,04	14985			21,5	17%
	0,1	37000	laminar	2,60	0,27	0,07	24235			20,8	20%
	0,125	46250	laminar	2,91	0,27	0,09	33485			20,2	22%
	0,15	55500	laminar	3,18	0,27	0,12	42735			19,6	24%
	0,175	64750	laminar	3,44	0,27	0,14	51985			19,1	26%
	0,2	74000	laminar	3,68	0,27	0,17	61235			18,6	28%
	0,225	83250	laminar	3,90	0,27	0,19	70485			18,2	30%
	0,25	92500	laminar	4,11	0,27	0,22	79735			17,8	32%
	0,275	101750	lam. o. turb.	4,31	0,27	0,24	88985	G unb.		17,4	33%
	0,28	103600	lam. o. turb.	4,35	0,27	0,25	90835	G unb.		17,3	33%
S5	0,025	11750	laminar	1,15	0,21	0,00	2082			27,7	8%
	0,05	23500	laminar	1,63	0,21	0,03	13832			26,7	11%
	0,075	35250	laminar	2,00	0,21	0,05	25582			26,0	13%
	0,1	47000	laminar	2,31	0,21	0,08	37332			25,4	15%
	0,125	58750	laminar	2,58	0,21	0,10	49082			24,8	17%
	0,15	70500	laminar	2,82	0,21	0,13	60832			24,4	19%
	0,175	82250	laminar	3,05	0,21	0,15	72582			23,9	20%
	0,2	94000	laminar	3,26	0,21	0,18	84332			23,5	22%
	0,225	105750	lam. o. turb.	3,46	0,21	0,20	96082	G unb.		23,1	23%
	0,25	117500	lam. o. turb.	3,65	0,21	0,23	107832	4,16	3,52	23,0	23%
	0,275	129250	lam. o. turb.	3,82	0,21	0,25	119582	4,57	3,55	22,9	24%
	0,28	131600	lam. o. turb.	3,86	0,21	0,26	121932	4,65	3,56	22,9	24%
S6	0,025	11500	laminar	1,17	0,22	0,00	-695			32,7	7%
	0,05	23000	laminar	1,65	0,22	0,02	10805			31,7	9%
	0,075	34500	laminar	2,02	0,22	0,05	22305			31,0	12%
	0,1	46000	laminar	2,33	0,22	0,07	33805			30,3	13%
	0,125	57500	laminar	2,61	0,22	0,10	45305			29,8	15%
	0,15	69000	laminar	2,86	0,22	0,12	56805			29,3	16%
	0,175	80500	laminar	3,08	0,22	0,15	68305			28,8	18%
	0,2	92000	laminar	3,30	0,22	0,17	79805			28,4	19%
	0,225	103500	lam. o. turb.	3,50	0,22	0,20	91305	G unb.		28,0	20%
	0,25	115000	lam. o. turb.	3,69	0,22	0,22	102805	4,07	3,58	27,8	20%
	0,275	126500	lam. o. turb.	3,87	0,22	0,25	114305	4,48	3,62	27,8	21%
	0,28	128800	lam. o. turb.	3,90	0,22	0,25	116605	4,56	3,62	27,8	21%

Anlage 35: Grenzschichtermittlung für Q_{VB}=133 l/s

	b_{Spalt} in m	u_{Spalt} in m/s	x_{vU} in m
S1	0,01	0,33	-
S2	0,016	0,38	-
S3	0,02	0,44	0,027
S4	0,026	0,52	0,027
S5	0,03	0,56	0,014
S6	0,035	0,58	0,014

Q=133 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
S1	0,025	8340	laminar	1,37	0,30	0,03	8340			7,3	27%
	0,05	16679	laminar	1,94	0,30	0,05	16679			6,1	39%
	0,075	25019	laminar	2,37	0,30	0,08	25019			5,3	47%
	0,1	33358	laminar	2,74	0,30	0,10	33358			4,5	55%
	0,125	41698	laminar	3,06	0,30	0,13	41698			3,9	61%
	0,15	50038	laminar	3,35	0,30	0,15	50038			3,3	67%
	0,175	58377	laminar	3,62	0,30	0,18	58377			2,8	72%
	0,2	66717	laminar	3,87	0,30	0,20	66717			2,3	77%
	0,225	75057	laminar	4,11	0,30	0,23	75057			1,8	82%
	0,25	83396	laminar	4,33	0,30	0,25	83396			1,3	87%
	0,275	91736	laminar	4,54	0,30	0,28	91736			0,9	91%
	0,28	93404	laminar	4,58	0,30	0,28	93404			0,8	92%
S2	0,025	9566	laminar	1,28	0,26	0,00	-578			13,4	16%
	0,05	19132	laminar	1,81	0,26	0,02	8988			12,4	23%
	0,075	28698	laminar	2,21	0,26	0,05	18554			11,6	28%
	0,1	38264	laminar	2,56	0,26	0,07	28120			10,9	32%
	0,125	47830	laminar	2,86	0,26	0,10	37686			10,3	36%
	0,15	57396	laminar	3,13	0,26	0,12	47252			9,7	39%
	0,175	66962	laminar	3,38	0,26	0,15	56818			9,2	42%
	0,2	76528	laminar	3,61	0,26	0,17	66384			8,8	45%
	0,225	86094	laminar	3,83	0,26	0,20	75951			8,3	48%
	0,25	95660	laminar	4,04	0,26	0,22	85517			7,9	51%
	0,275	105226	lam. o. turb.	4,24	0,26	0,25	95083	G unb.		7,5	53%
	0,28	107140	lam. o. turb.	4,28	0,26	0,25	96996	G unb.		7,4	53%
S3	0,025	11038	laminar	1,19	0,23	0,00	-667			17,6	12%
	0,05	22075	laminar	1,68	0,23	0,02	10371			16,6	17%
	0,075	33113	laminar	2,06	0,23	0,05	21409			15,9	21%
	0,1	44151	laminar	2,38	0,23	0,07	32447			15,2	24%
	0,125	55189	laminar	2,66	0,23	0,10	43484			14,7	27%
	0,15	66226	laminar	2,91	0,23	0,12	54522			14,2	29%

Q=133 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
	0,175	77264	laminar	3,15	0,23	0,15	65560			13,7	31%
	0,2	88302	laminar	3,37	0,23	0,17	76597			13,3	34%
	0,225	99340	laminar	3,57	0,23	0,20	87635			12,9	36%
	0,25	110377	lam. o. turb.	3,76	0,23	0,22	98673	G unb.		12,5	38%
	0,275	121415	lam. o. turb.	3,95	0,23	0,25	109711	4,50	3,75	12,5	38%
	0,28	123623	lam. o. turb.	3,98	0,23	0,25	111918	4,58	3,76	12,5	38%
S4	0,025	13000	laminar	1,10	0,19	0,00	-785			23,8	8%
	0,05	26000	laminar	1,55	0,19	0,02	12215			22,9	12%
	0,075	39000	laminar	1,90	0,19	0,05	25215			22,2	15%
	0,1	52000	laminar	2,19	0,19	0,07	38215			21,6	17%
	0,125	65000	laminar	2,45	0,19	0,10	51215			21,1	19%
	0,15	78000	laminar	2,69	0,19	0,12	64215			20,6	21%
	0,175	91000	laminar	2,90	0,19	0,15	77215			20,2	22%
	0,2	104000	lam. o. turb.	3,10	0,19	0,17	90215	G unb.		19,8	24%
	0,225	117000	lam. o. turb.	3,29	0,19	0,20	103215	3,61	3,17	19,7	24%
	0,25	130000	lam. o. turb.	3,47	0,19	0,22	116215	4,02	3,20	19,6	25%
	0,275	143000	lam. o. turb.	3,64	0,19	0,25	129215	4,43	3,23	19,5	25%
	0,28	145600	lam. o. turb.	3,67	0,19	0,25	131815	4,52	3,24	19,5	25%
S5	0,025	14000	laminar	1,06	0,18	0,01	6322			27,9	7%
	0,05	28000	laminar	1,49	0,18	0,04	20322			27,0	10%
	0,075	42000	laminar	1,83	0,18	0,06	34322			26,3	12%
	0,1	56000	laminar	2,11	0,18	0,09	48322			25,8	14%
	0,125	70000	laminar	2,36	0,18	0,11	62322			25,3	16%
	0,15	84000	laminar	2,59	0,18	0,14	76322			24,8	17%
	0,175	98000	laminar	2,80	0,18	0,16	90322			24,4	19%
	0,2	112000	lam. o. turb.	2,99	0,18	0,19	104322	3,39	2,95	24,1	20%
	0,225	126000	lam. o. turb.	3,17	0,18	0,21	118322	3,80	2,98	24,0	20%
	0,25	140000	lam. o. turb.	3,34	0,18	0,24	132322	4,21	3,01	24,0	20%
	0,275	154000	lam. o. turb.	3,50	0,18	0,26	146322	4,61	3,03	23,9	20%
	0,28	156800	lam. o. turb.	3,54	0,18	0,27	149122	4,69	3,04	23,9	20%
S6	0,025	14500	laminar	1,04	0,17	0,01	6548			32,9	6%
	0,05	29000	laminar	1,47	0,17	0,04	21048			32,1	8%
	0,075	43500	laminar	1,80	0,17	0,06	35548			31,4	10%
	0,1	58000	laminar	2,08	0,17	0,09	50048			30,8	12%
	0,125	72500	laminar	2,32	0,17	0,11	64548			30,4	13%
	0,15	87000	laminar	2,54	0,17	0,14	79048			29,9	15%
	0,175	101500	lam. o. turb.	2,75	0,17	0,16	93548	G unb.		29,5	16%
	0,2	116000	lam. o. turb.	2,94	0,17	0,19	108048	3,38	2,85	29,3	16%
	0,225	130500	lam. o. turb.	3,11	0,17	0,21	122548	3,79	2,88	29,2	16%
	0,25	145000	lam. o. turb.	3,28	0,17	0,24	137048	4,20	2,91	29,2	17%
	0,275	159500	lam. o. turb.	3,44	0,17	0,26	151548	4,60	2,94	29,1	17%
	0,28	162400	lam. o. turb.	3,47	0,17	0,27	154448	4,68	2,94	29,1	17%

Anlage 36: Grenzschichtermittlung für Q_{VB}=165 l/s

	b_{Spalt} in m	u_{Spalt} in m/s	x_{vU} in m
S1	0,01	0,40	0,027
S2	0,016	0,46	0,027
S3	0,02	0,53	0,027
S4	0,026	0,62	0,014
S5	0,03	0,72	0,014
S6	0,035	0,73	0,014

Q=165 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
S1	0,025	9943	laminar	1,25	0,25	0,00	-601			7,5	25%
	0,05	19887	laminar	1,77	0,25	0,02	9343			6,5	35%
	0,075	29830	laminar	2,17	0,25	0,05	19286			5,7	43%
	0,1	39774	laminar	2,51	0,25	0,07	29230			5,0	50%
	0,125	49717	laminar	2,80	0,25	0,10	39173			4,4	56%
	0,15	59660	laminar	3,07	0,25	0,12	49116			3,9	61%
	0,175	69604	laminar	3,32	0,25	0,15	59060			3,4	66%
	0,2	79547	laminar	3,55	0,25	0,17	69003			2,9	71%
	0,225	89491	laminar	3,76	0,25	0,20	78947			2,5	75%
	0,25	99434	laminar	3,96	0,25	0,22	88890			2,1	79%
	0,275	109377	lam. o. turb.	4,16	0,25	0,25	98833	G unb.		1,7	83%
	0,28	111366	lam. o. turb.	4,20	0,25	0,25	100822	4,62	4,14	1,7	83%
S2	0,025	11406	laminar	1,17	0,22	0,00	-689			13,7	15%
	0,05	22811	laminar	1,66	0,22	0,02	10717			12,7	21%
	0,075	34217	laminar	2,03	0,22	0,05	22122			11,9	25%
	0,1	45623	laminar	2,34	0,22	0,07	33528			11,3	29%
	0,125	57028	laminar	2,62	0,22	0,10	44934			10,8	33%
	0,15	68434	laminar	2,87	0,22	0,12	56339			10,3	36%
	0,175	79840	laminar	3,10	0,22	0,15	67745			9,8	39%
	0,2	91245	laminar	3,31	0,22	0,17	79151			9,4	41%
	0,225	102651	lam. o. turb.	3,51	0,22	0,20	90556	G unb.		9,0	44%
	0,25	114057	lam. o. turb.	3,70	0,22	0,22	101962	4,07	3,61	8,8	45%
	0,275	125462	lam. o. turb.	3,88	0,22	0,25	113368	4,48	3,64	8,7	46%
	0,28	127743	lam. o. turb.	3,92	0,22	0,25	115649	4,57	3,65	8,7	46%
S3	0,025	13160	laminar	1,09	0,19	0,00	-795			17,8	11%
	0,05	26321	laminar	1,54	0,19	0,02	12365			16,9	15%
	0,075	39481	laminar	1,89	0,19	0,05	25526			16,2	19%
	0,1	52642	laminar	2,18	0,19	0,07	38686			15,6	22%
	0,125	65802	laminar	2,44	0,19	0,10	51847			15,1	24%
	0,15	78962	laminar	2,67	0,19	0,12	65007			14,7	27%

Q=165 l/s	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	Laminarer Bereich δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	Turbulenter Bereich x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	$b - 2*\delta_l$ in mm	wie sehr ausgefüllt?
	0,175	92123	laminar	2,88	0,19	0,15	78167			14,2	29%
	0,2	105283	lam. o. turb.	3,08	0,19	0,17	91328	G unb.		13,8	31%
	0,225	118443	lam. o. turb.	3,27	0,19	0,20	104488	3,61	3,14	13,7	31%
	0,25	131604	lam. o. turb.	3,45	0,19	0,22	117649	4,02	3,17	13,7	32%
	0,275	144764	lam. o. turb.	3,61	0,19	0,25	130809	4,43	3,20	13,6	32%
	0,28	147396	lam. o. turb.	3,65	0,19	0,25	133441	4,51	3,20	13,6	32%
S4	0,025	15500	laminar	1,00	0,16	0,01	7000			24,0	8%
	0,05	31000	laminar	1,42	0,16	0,04	22500			23,2	11%
	0,075	46500	laminar	1,74	0,16	0,06	38000			22,5	13%
	0,1	62000	laminar	2,01	0,16	0,09	53500			22,0	15%
	0,125	77500	laminar	2,25	0,16	0,11	69000			21,5	17%
	0,15	93000	laminar	2,46	0,16	0,14	84500			21,1	19%
	0,175	108500	lam. o. turb.	2,66	0,16	0,16	100000	G unb.		20,7	20%
	0,2	124000	lam. o. turb.	2,84	0,16	0,19	115500	3,36	2,69	20,6	21%
	0,225	139500	lam. o. turb.	3,01	0,16	0,21	131000	3,77	2,71	20,6	21%
	0,25	155000	lam. o. turb.	3,18	0,16	0,24	146500	4,17	2,74	20,5	21%
	0,275	170500	lam. o. turb.	3,33	0,16	0,26	162000	4,57	2,76	20,5	21%
	0,28	173600	lam. o. turb.	3,36	0,16	0,27	165100	4,65	2,77	20,5	21%
S5	0,025	18000	laminar	0,93	0,14	0,01	8129			28,1	6%
	0,05	36000	laminar	1,32	0,14	0,04	26129			27,4	9%
	0,075	54000	laminar	1,61	0,14	0,06	44129			26,8	11%
	0,1	72000	laminar	1,86	0,14	0,09	62129			26,3	12%
	0,125	90000	laminar	2,08	0,14	0,11	80129			25,8	14%
	0,15	108000	lam. o. turb.	2,28	0,14	0,14	98129	G unb.		25,4	15%
	0,175	126000	lam. o. turb.	2,47	0,14	0,16	116129	2,90	2,31	25,4	15%
	0,2	144000	lam. o. turb.	2,64	0,14	0,19	134129	3,31	2,34	25,3	16%
	0,225	162000	lam. o. turb.	2,80	0,14	0,21	152129	3,72	2,37	25,3	16%
	0,25	180000	lam. o. turb.	2,95	0,14	0,24	170129	4,12	2,39	25,2	16%
	0,275	198000	lam. o. turb.	3,09	0,14	0,26	188129	4,52	2,41	25,2	16%
	0,28	201600	lam. o. turb.	3,12	0,14	0,27	191729	4,60	2,41	25,2	16%
S6	0,025	18250	laminar	0,93	0,14	0,01	8242			33,1	5%
	0,05	36500	laminar	1,31	0,14	0,04	26492			32,4	7%
	0,075	54750	laminar	1,60	0,14	0,06	44742			31,8	9%
	0,1	73000	laminar	1,85	0,14	0,09	62992			31,3	11%
	0,125	91250	laminar	2,07	0,14	0,11	81242			30,9	12%
	0,15	109500	lam. o. turb.	2,27	0,14	0,14	99492	G unb.		30,5	13%
	0,175	127750	lam. o. turb.	2,45	0,14	0,16	117742	2,90	2,28	30,4	13%
	0,2	146000	lam. o. turb.	2,62	0,14	0,19	135992	3,31	2,31	30,4	13%
	0,225	164250	lam. o. turb.	2,78	0,14	0,21	154242	3,71	2,34	30,3	13%
	0,25	182500	lam. o. turb.	2,93	0,14	0,24	172492	4,12	2,36	30,3	13%
	0,275	200750	lam. o. turb.	3,07	0,14	0,26	190742	4,51	2,38	30,2	14%
	0,28	204400	lam. o. turb.	3,10	0,14	0,27	194392	4,59	2,38	30,2	14%

Anlage 37: Grenzschichtermittlung für Q_{VB}=194 l/s

	b_{Spalt} in m	u_{Spalt} in m/s	x_{vU} in m
S1	0,01	0,43	0,027
S2	0,016	0,49	0,027
S3	0,02	0,57	0,014
S4	0,026	0,67	0,007
S5	0,03	0,85	0,007
S6	0,035	0,81	0,007

Q=194 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
S1	0,025	10745	laminar	1,21	0,23	0,00	-649			7,6	24%
	0,05	21491	laminar	1,71	0,23	0,02	10096			6,6	34%
	0,075	32236	laminar	2,09	0,23	0,05	20842			5,8	42%
	0,1	42981	laminar	2,41	0,23	0,07	31587			5,2	48%
	0,125	53726	laminar	2,70	0,23	0,10	42332			4,6	54%
	0,15	64472	laminar	2,95	0,23	0,12	53077			4,1	59%
	0,175	75217	laminar	3,19	0,23	0,15	63823			3,6	64%
	0,2	85962	laminar	3,41	0,23	0,17	74568			3,2	68%
	0,225	96708	laminar	3,62	0,23	0,20	85313			2,8	72%
	0,25	107453	lam. o. turb.	3,81	0,23	0,22	96059	G unb.		2,4	76%
	0,275	118198	lam. o. turb.	4,00	0,23	0,25	106804	4,51	3,85	2,3	77%
	0,28	120347	lam. o. turb.	4,04	0,23	0,25	108953	4,59	3,85	2,3	77%
S2	0,025	12325	laminar	1,13	0,20	0,00	-744			13,7	14%
	0,05	24651	laminar	1,59	0,20	0,02	11581			12,8	20%
	0,075	36976	laminar	1,95	0,20	0,05	23906			12,1	24%
	0,1	49302	laminar	2,25	0,20	0,07	36232			11,5	28%
	0,125	61627	laminar	2,52	0,20	0,10	48557			11,0	31%
	0,15	73953	laminar	2,76	0,20	0,12	60883			10,5	34%
	0,175	86278	laminar	2,98	0,20	0,15	73208			10,0	37%
	0,2	98604	laminar	3,18	0,20	0,17	85534			9,6	40%
	0,225	110929	lam. o. turb.	3,38	0,20	0,20	97859	G unb.		9,2	42%
	0,25	123255	lam. o. turb.	3,56	0,20	0,22	110185	4,04	3,36	9,3	42%
	0,275	135580	lam. o. turb.	3,73	0,20	0,25	122510	4,45	3,39	9,2	42%
	0,28	138045	lam. o. turb.	3,77	0,20	0,25	124975	4,54	3,40	9,2	42%
S3	0,025	14222	laminar	1,05	0,18	0,01	6423			17,9	10%
	0,05	28443	laminar	1,48	0,18	0,04	20644			17,0	15%
	0,075	42665	laminar	1,82	0,18	0,06	34866			16,4	18%
	0,1	56887	laminar	2,10	0,18	0,09	49088			15,8	21%
	0,125	71108	laminar	2,34	0,18	0,11	63309			15,3	23%
	0,15	85330	laminar	2,57	0,18	0,14	77531			14,9	26%

Q=194 l/s	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	Laminarer Bereich δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	Turbulenter Bereich x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	$b - 2*\delta_l$ in mm	wie sehr ausgefüllt?
	0,175	99552	laminar	2,77	0,18	0,16	91753			14,5	28%
	0,2	113774	lam. o. turb.	2,96	0,18	0,19	105974	3,38	2,91	14,2	29%
	0,225	127995	lam. o. turb.	3,14	0,18	0,21	120196	3,79	2,94	14,1	29%
	0,25	142217	lam. o. turb.	3,31	0,18	0,24	134418	4,20	2,96	14,1	30%
	0,275	156439	lam. o. turb.	3,48	0,18	0,26	148640	4,61	2,99	14,0	30%
	0,28	159283	lam. o. turb.	3,51	0,18	0,27	151484	4,69	2,99	14,0	30%
S4	0,025	16750	laminar	0,97	0,15	0,02	11852			24,1	7%
	0,05	33500	laminar	1,37	0,15	0,04	28602			23,3	11%
	0,075	50250	laminar	1,67	0,15	0,07	45352			22,7	13%
	0,1	67000	laminar	1,93	0,15	0,09	62102			22,1	15%
	0,125	83750	laminar	2,16	0,15	0,12	78852			21,7	17%
	0,15	100500	lam. o. turb.	2,37	0,15	0,14	95602	G unb.		21,3	18%
	0,175	117250	lam. o. turb.	2,56	0,15	0,17	112352	3,03	2,48	21,0	19%
	0,2	134000	lam. o. turb.	2,73	0,15	0,19	129102	3,44	2,51	21,0	19%
	0,225	150750	lam. o. turb.	2,90	0,15	0,22	145852	3,84	2,53	20,9	19%
	0,25	167500	lam. o. turb.	3,05	0,15	0,24	162602	4,25	2,56	20,9	20%
	0,275	184250	lam. o. turb.	3,20	0,15	0,27	179352	4,65	2,58	20,8	20%
	0,28	187600	lam. o. turb.	3,23	0,15	0,27	182702	4,73	2,58	20,8	20%
S5	0,025	21250	laminar	0,86	0,12	0,02	15037			28,3	6%
	0,05	42500	laminar	1,21	0,12	0,04	36287			27,6	8%
	0,075	63750	laminar	1,49	0,12	0,07	57537			27,0	10%
	0,1	85000	laminar	1,71	0,12	0,09	78787			26,6	11%
	0,125	106250	lam. o. turb.	1,92	0,12	0,12	100037	2,15	1,93	26,1	13%
	0,15	127500	lam. o. turb.	2,10	0,12	0,14	121287	2,56	1,97	26,1	13%
	0,175	148750	lam. o. turb.	2,27	0,12	0,17	142537	2,97	1,99	26,0	13%
	0,2	170000	lam. o. turb.	2,43	0,12	0,19	163787	3,37	2,02	26,0	13%
	0,225	191250	lam. o. turb.	2,57	0,12	0,22	185037	3,77	2,04	25,9	14%
	0,25	212500	lam. o. turb.	2,71	0,12	0,24	206287	4,16	2,06	25,9	14%
	0,275	233750	lam. o. turb.	2,84	0,12	0,27	227537	4,56	2,07	25,9	14%
	0,28	238000	lam. o. turb.	2,87	0,12	0,27	231787	4,64	2,08	25,8	14%
S6	0,025	20250	laminar	0,88	0,12	0,02	14329			33,2	5%
	0,05	40500	laminar	1,24	0,12	0,04	34579			32,5	7%
	0,075	60750	laminar	1,52	0,12	0,07	54829			32,0	9%
	0,1	81000	laminar	1,76	0,12	0,09	75079			31,5	10%
	0,125	101250	lam. o. turb.	1,96	0,12	0,12	95329	G unb.		31,1	11%
	0,15	121500	lam. o. turb.	2,15	0,12	0,14	115579	2,57	2,06	30,9	12%
	0,175	141750	lam. o. turb.	2,32	0,12	0,17	135829	2,98	2,08	30,8	12%
	0,2	162000	lam. o. turb.	2,48	0,12	0,19	156079	3,38	2,11	30,8	12%
	0,225	182250	lam. o. turb.	2,64	0,12	0,22	176329	3,78	2,13	30,7	12%
	0,25	202500	lam. o. turb.	2,78	0,12	0,24	196579	4,18	2,15	30,7	12%
	0,275	222750	lam. o. turb.	2,91	0,12	0,27	216829	4,58	2,17	30,7	12%
	0,28	226800	lam. o. turb.	2,94	0,12	0,27	220879	4,65	2,17	30,7	12%

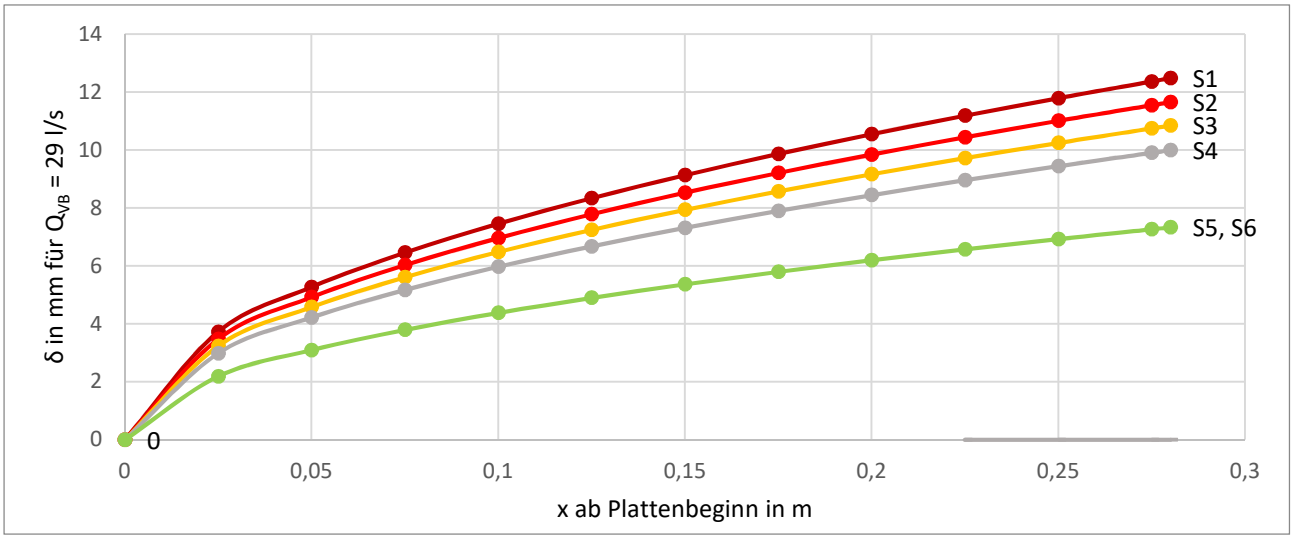
Anlage 38: Grenzschichtermittlung für Q_{VB}=222 l/s

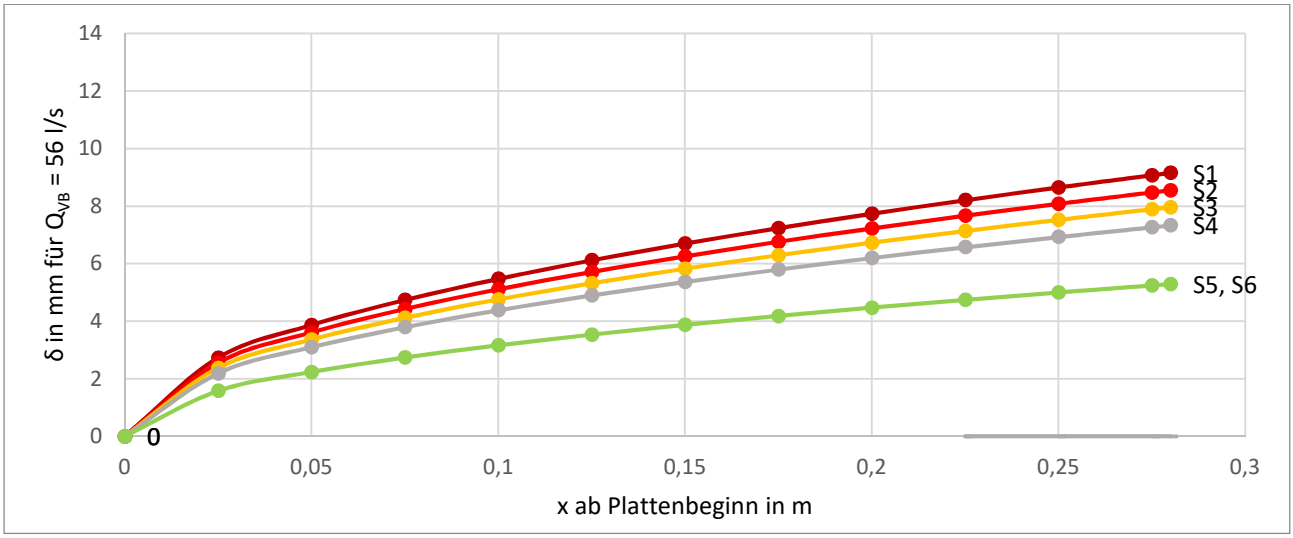
	b_{Spalt} in m	u_{Spalt} in m/s	x_{vU} in m
S1	0,01	0,46	0,03
S2	0,016	0,52	0,03
S3	0,02	0,60	0,01
S4	0,026	0,71	0,01
S5	0,03	0,96	0,02
S6	0,035	0,88	0,02

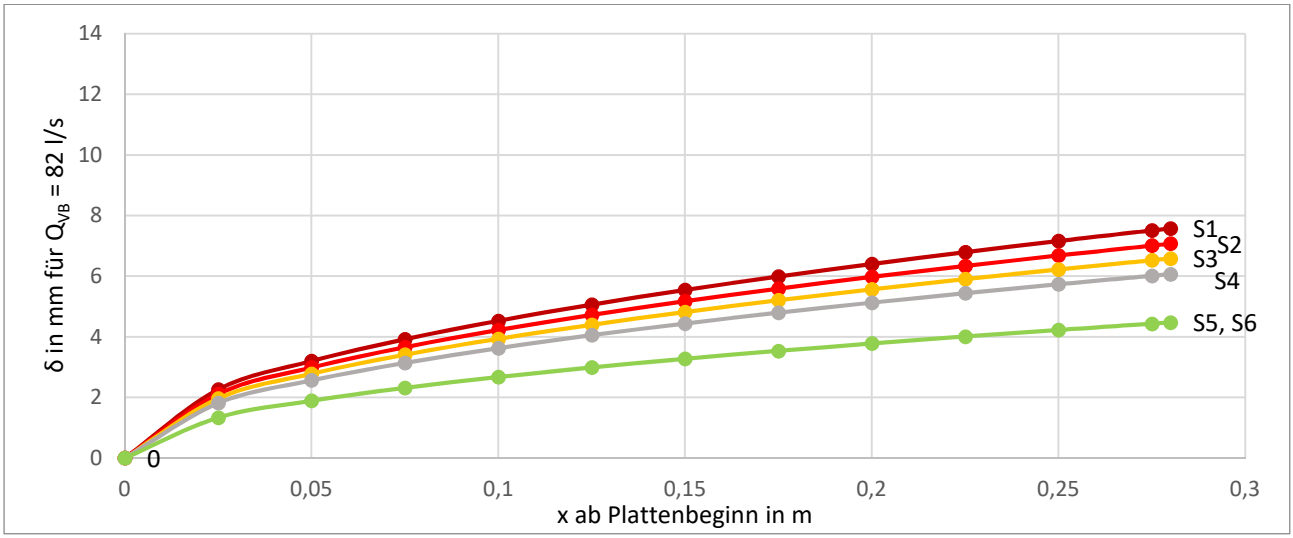
Q=222 l/s				Laminarer Bereich		Turbulenter Bereich					
	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	b - 2*δ_l in mm	wie sehr ausgefüllt?
S1	0,025	11387	laminar	1,17	0,22	0,00	-688			7,7	23%
	0,05	22774	laminar	1,66	0,22	0,02	10699			6,7	33%
	0,075	34160	laminar	2,03	0,22	0,05	22086			5,9	41%
	0,1	45547	laminar	2,34	0,22	0,07	33473			5,3	47%
	0,125	56934	laminar	2,62	0,22	0,10	44859			4,8	52%
	0,15	68321	laminar	2,87	0,22	0,12	56246			4,3	57%
	0,175	79708	laminar	3,10	0,22	0,15	67633			3,8	62%
	0,2	91094	laminar	3,31	0,22	0,17	79020			3,4	66%
	0,225	102481	lam. o. turb.	3,51	0,22	0,20	90407	G unb.		3,0	70%
	0,25	113868	lam. o. turb.	3,70	0,22	0,22	101793	4,07	3,615	2,8	72%
	0,275	125255	lam. o. turb.	3,89	0,22	0,25	113180	4,48	3,648	2,7	73%
	0,28	127532	lam. o. turb.	3,92	0,22	0,25	115458	4,57	3,655	2,7	73%
S2	0,025	13061	laminar	1,09	0,19	0,00	-789			13,8	14%
	0,05	26123	laminar	1,55	0,19	0,02	12272			12,9	19%
	0,075	39184	laminar	1,89	0,19	0,05	25334			12,2	24%
	0,1	52245	laminar	2,19	0,19	0,07	38395			11,6	27%
	0,125	65307	laminar	2,45	0,19	0,10	51456			11,1	31%
	0,15	78368	laminar	2,68	0,19	0,12	64518			10,6	33%
	0,175	91429	laminar	2,89	0,19	0,15	77579			10,2	36%
	0,2	104491	lam. o. turb.	3,09	0,19	0,17	90640	G unb.		9,8	39%
	0,225	117552	lam. o. turb.	3,28	0,19	0,20	103702	3,61	3,157	9,7	39%
	0,25	130613	lam. o. turb.	3,46	0,19	0,22	116763	4,02	3,189	9,6	40%
	0,275	143675	lam. o. turb.	3,63	0,19	0,25	129824	4,43	3,218	9,6	40%
	0,28	146287	lam. o. turb.	3,66	0,19	0,25	132437	4,51	3,224	9,6	40%
S3	0,025	15071	laminar	1,02	0,17	0,01	6806			18,0	10%
	0,05	30142	laminar	1,44	0,17	0,04	21877			17,1	14%
	0,075	45212	laminar	1,76	0,17	0,06	36947			16,5	18%
	0,1	60283	laminar	2,04	0,17	0,09	52018			15,9	20%
	0,125	75354	laminar	2,28	0,17	0,11	67089			15,4	23%
	0,15	90425	laminar	2,49	0,17	0,14	82160			15,0	25%

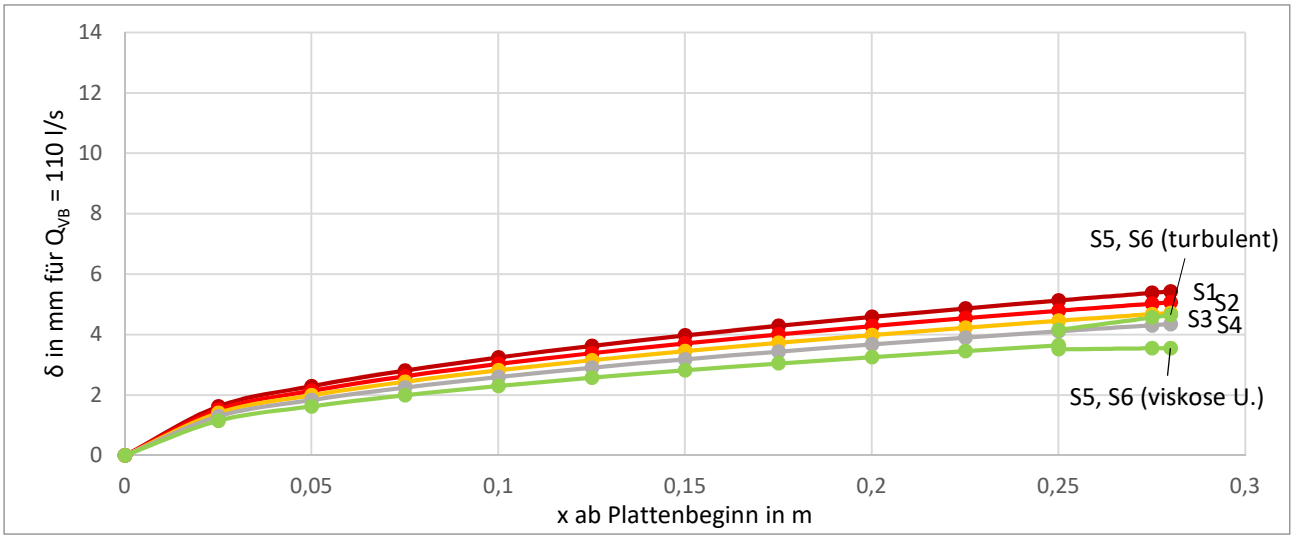
Q=222 l/s	x in m	Re_x	Außenströmung lam./turb.	Laminarer Bereich δ_l in mm	$x_{Umschlag}$ in m	Turbulenter Bereich x_t in m	Re_{xt}	δ_t in mm	δ_v in mm	$b - 2*\delta_l$ in mm	wie sehr ausgefüllt?
	0,175	105495	lam. o. turb.	2,69	0,17	0,16	97230	G unb.		14,6	27%
	0,2	120566	lam. o. turb.	2,88	0,17	0,19	112301	3,36	2,76	14,5	28%
	0,225	135637	lam. o. turb.	3,05	0,17	0,21	127372	3,77	2,79	14,4	28%
	0,25	150708	lam. o. turb.	3,22	0,17	0,24	142443	4,18	2,81	14,4	28%
	0,275	165778	lam. o. turb.	3,38	0,17	0,26	157514	4,59	2,83	14,3	28%
	0,28	168792	lam. o. turb.	3,41	0,17	0,27	160528	4,67	2,84	14,3	28%
S4	0,025	17750	laminar	0,94	0,14	0,02	10650			24,1	7%
	0,05	35500	laminar	1,33	0,14	0,04	28400			23,3	10%
	0,075	53250	laminar	1,63	0,14	0,07	46150			22,7	13%
	0,1	71000	laminar	1,88	0,14	0,09	63900			22,2	14%
	0,125	88750	laminar	2,10	0,14	0,12	81650			21,8	16%
	0,15	106500	lam. o. turb.	2,30	0,14	0,14	99400	G unb.		21,4	18%
	0,175	124250	lam. o. turb.	2,48	0,14	0,17	117150	2,97	2,35	21,3	18%
	0,2	142000	lam. o. turb.	2,65	0,14	0,19	134900	3,38	2,38	21,2	18%
	0,225	159750	lam. o. turb.	2,81	0,14	0,22	152650	3,78	2,40	21,2	18%
	0,25	177500	lam. o. turb.	2,97	0,14	0,24	170400	4,18	2,42	21,2	19%
	0,275	195250	lam. o. turb.	3,11	0,14	0,27	188150	4,58	2,44	21,1	19%
	0,28	198800	lam. o. turb.	3,14	0,14	0,27	191700	4,66	2,45	21,1	19%
S5	0,025	24000	laminar	0,81	0,10	0,01	9600			28,4	5%
	0,05	48000	laminar	1,14	0,10	0,04	33600			27,7	8%
	0,075	72000	laminar	1,40	0,10	0,06	57600			27,2	9%
	0,1	96000	laminar	1,61	0,10	0,09	81600			26,8	11%
	0,125	120000	lam. o. turb.	1,80	0,10	0,11	105600	2,00	1,72	26,6	11%
	0,15	144000	lam. o. turb.	1,98	0,10	0,14	129600	2,41	1,75	26,5	12%
	0,175	168000	lam. o. turb.	2,13	0,10	0,16	153600	2,81	1,78	26,4	12%
	0,2	192000	lam. o. turb.	2,28	0,10	0,19	177600	3,21	1,80	26,4	12%
	0,225	216000	lam. o. turb.	2,42	0,10	0,21	201600	3,61	1,82	26,4	12%
	0,25	240000	lam. o. turb.	2,55	0,10	0,24	225600	4,00	1,83	26,3	12%
	0,275	264000	lam. o. turb.	2,68	0,10	0,26	249600	4,39	1,85	26,3	12%
	0,28	268800	lam. o. turb.	2,70	0,10	0,27	254400	4,47	1,85	26,3	12%
S6	0,025	22000	laminar	0,84	0,11	0,01	8800			33,3	5%
	0,05	44000	laminar	1,19	0,11	0,04	30800			32,6	7%
	0,075	66000	laminar	1,46	0,11	0,06	52800			32,1	8%
	0,1	88000	laminar	1,69	0,11	0,09	74800			31,6	10%
	0,125	110000	lam. o. turb.	1,88	0,11	0,11	96800	G unb.		31,2	11%
	0,15	132000	lam. o. turb.	2,06	0,11	0,14	118800	2,43	1,90	31,2	11%
	0,175	154000	lam. o. turb.	2,23	0,11	0,16	140800	2,83	1,92	31,2	11%
	0,2	176000	lam. o. turb.	2,38	0,11	0,19	162800	3,24	1,95	31,1	11%
	0,225	198000	lam. o. turb.	2,53	0,11	0,21	184800	3,64	1,97	31,1	11%
	0,25	220000	lam. o. turb.	2,67	0,11	0,24	206800	4,03	1,99	31,0	11%
	0,275	242000	lam. o. turb.	2,80	0,11	0,26	228800	4,42	2,00	31,0	11%
	0,28	246400	lam. o. turb.	2,82	0,11	0,27	233200	4,50	2,01	31,0	11%

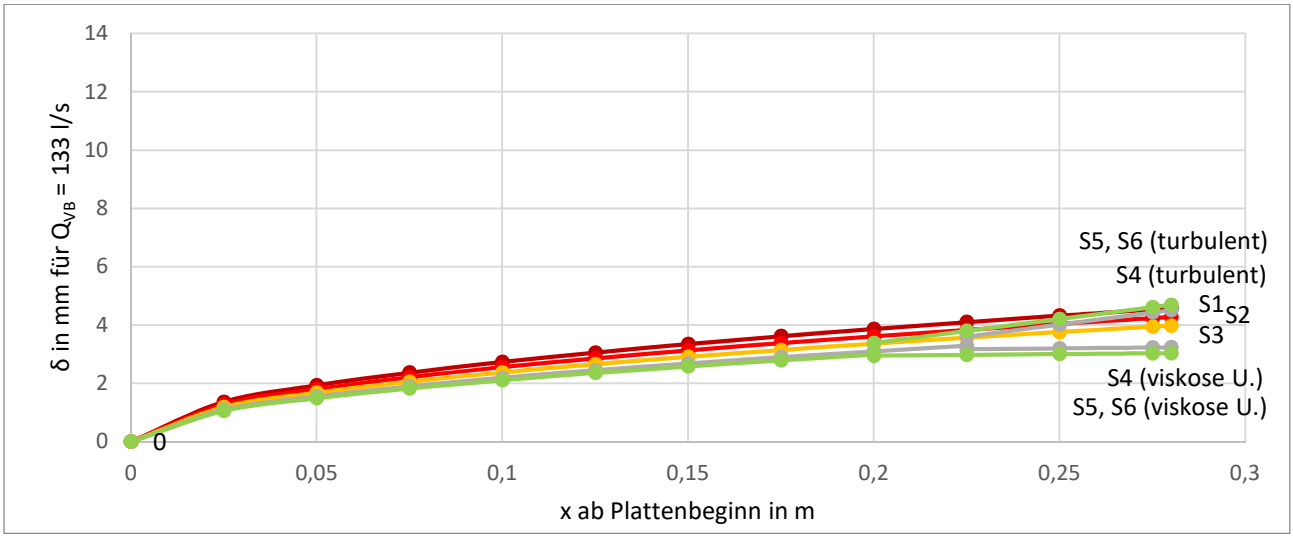
Anlage 39: Theoretisch berechnete Verläufe der Grenzschichten pro Spaltbreite

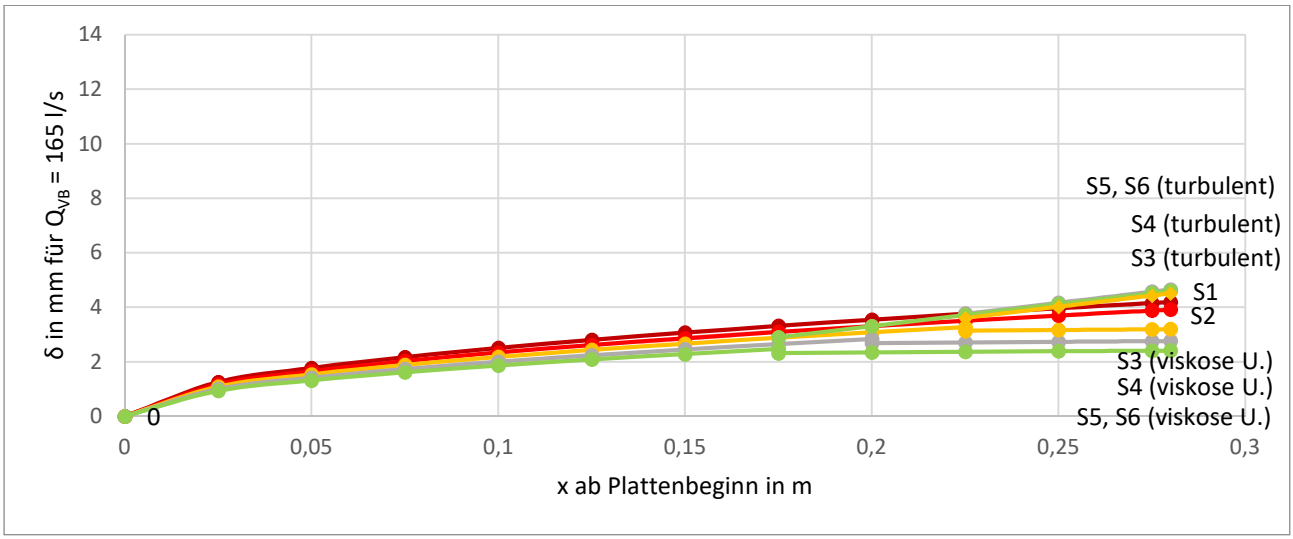


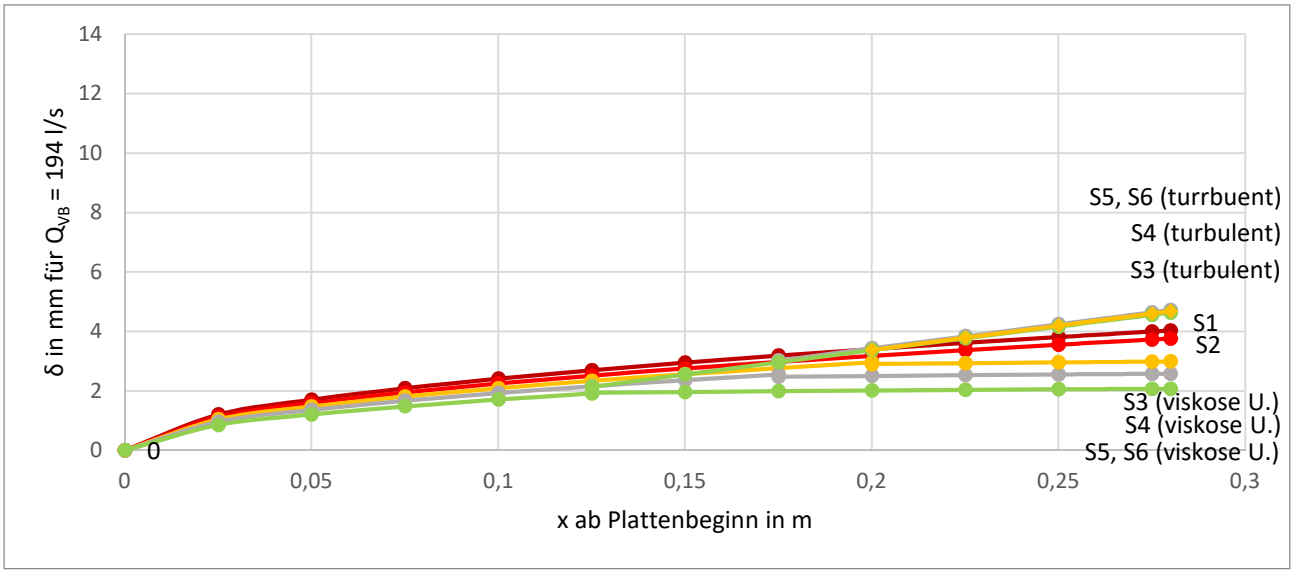


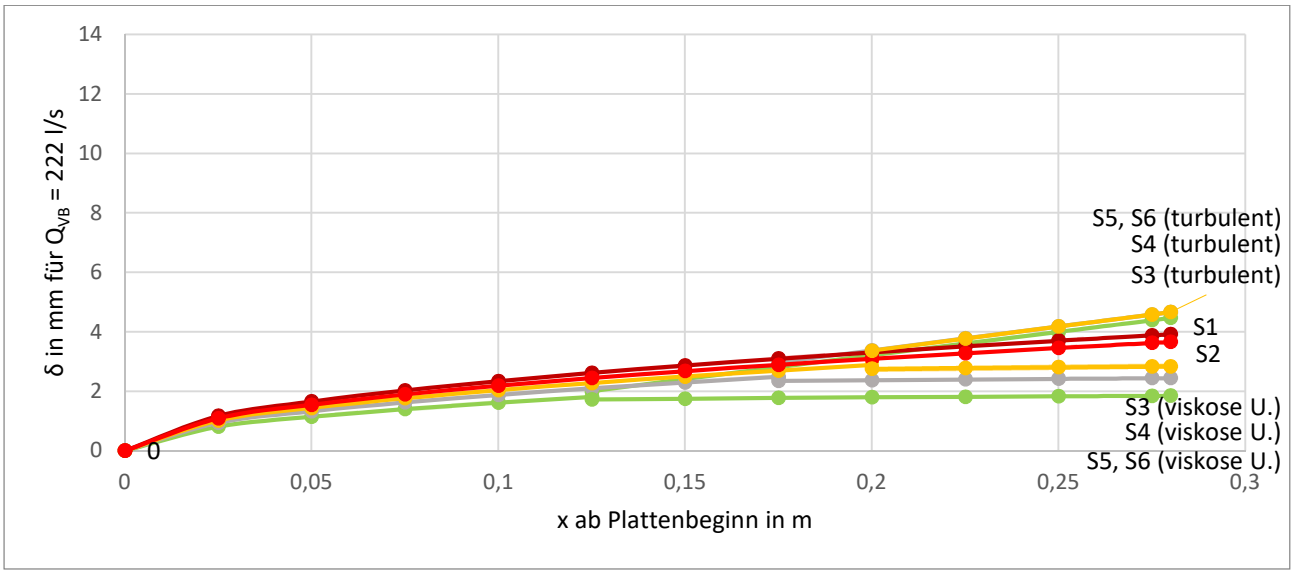



δ in mm für Q_{VB} = 110 l/s
x ab Plattenbeginn in m
S5, S6 (turbulent)
S1
S2
S3
S4
S5, S6 (viskose U.)

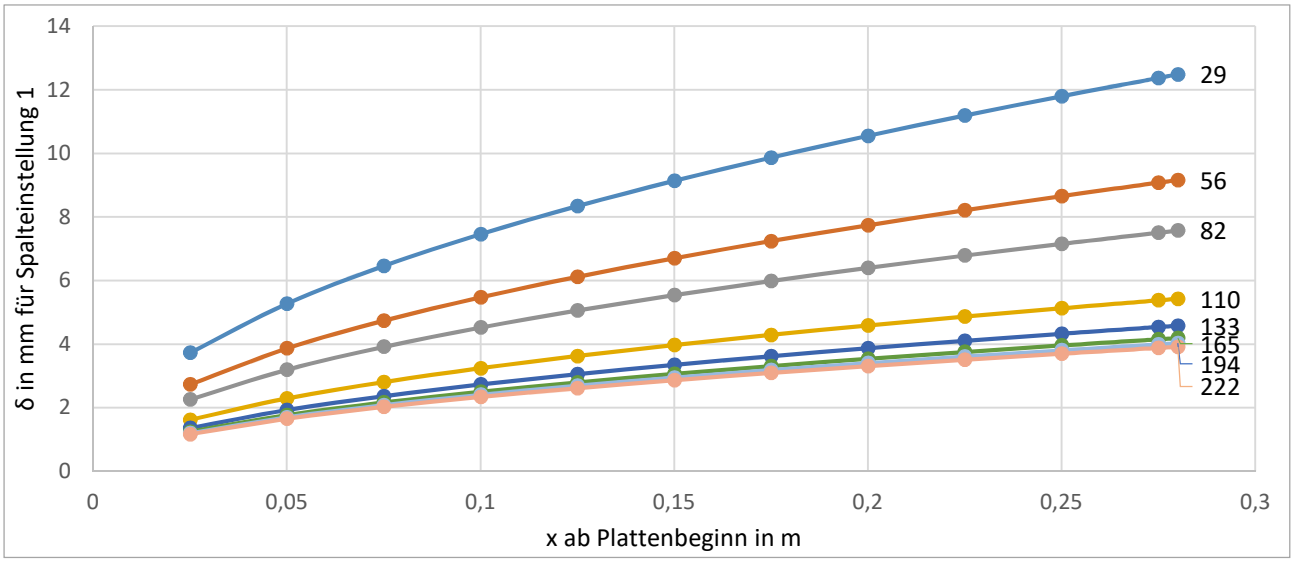

δ in mm für Q_{VB} = 133 l/s
x ab Plattenbeginn in m
S5, S6 (turbulent)
S4 (turbulent)
S1
S2
S3
S4 (viskose U.)
S5, S6 (viskose U.)

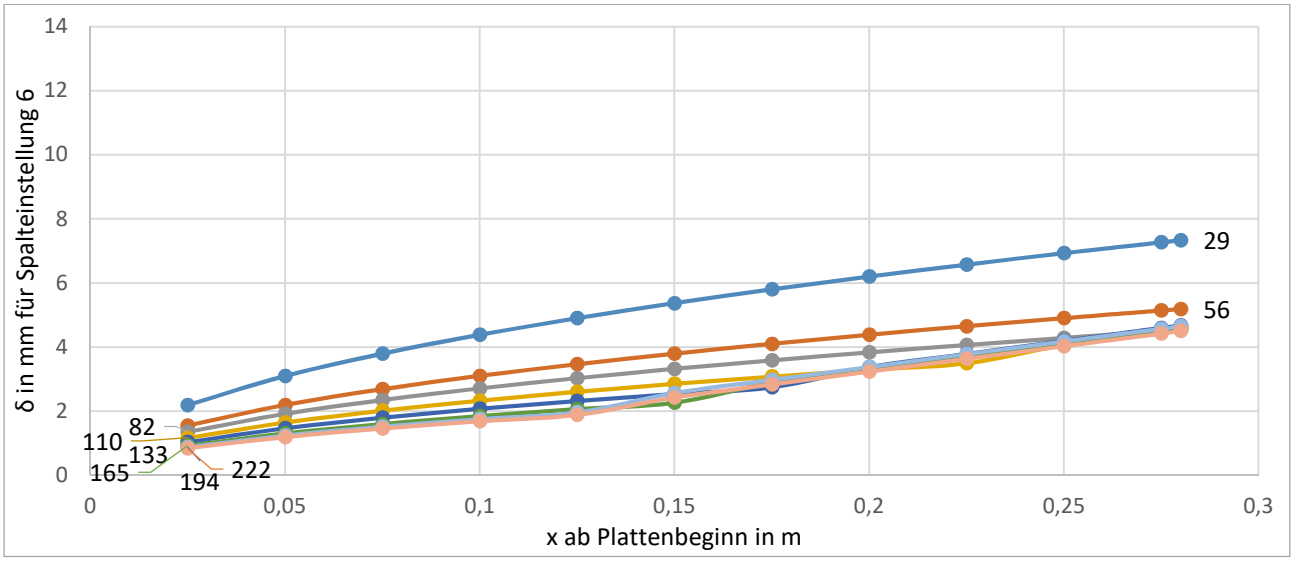

δ in mm für Q_{VB} = 165 l/s
x ab Plattenbeginn in m
S5, S6 (turbulent)
S4 (turbulent)
S3 (turbulent)
S1
S2
S3 (viskose U.)
S4 (viskose U.)
S5, S6 (viskose U.)


δ in mm für Q_{VB} = 194 l/s
14
12
10
8
6
4
2
0
0
0
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
x ab Plattenbeginn in m
S5, S6 (turrbuent)
S4 (turbulent)
S3 (turbulent)
S1
S2
S3 (viskose U.)
S4 (viskose U.)
S5, S6 (viskose U.)


δ in mm für Q_{VB} = 222 l/s
14
12
10
8
6
4
2
0
0
0
0,05
0,1
0,15
0,2
0,25
0,3
x ab Plattenbeginn in m
S5, S6 (turbulent)
S4 (turbulent)
S3 (turbulent)
S1
S2
S3 (viskose U.)
S4 (viskose U.)
S5, S6 (viskose U.)

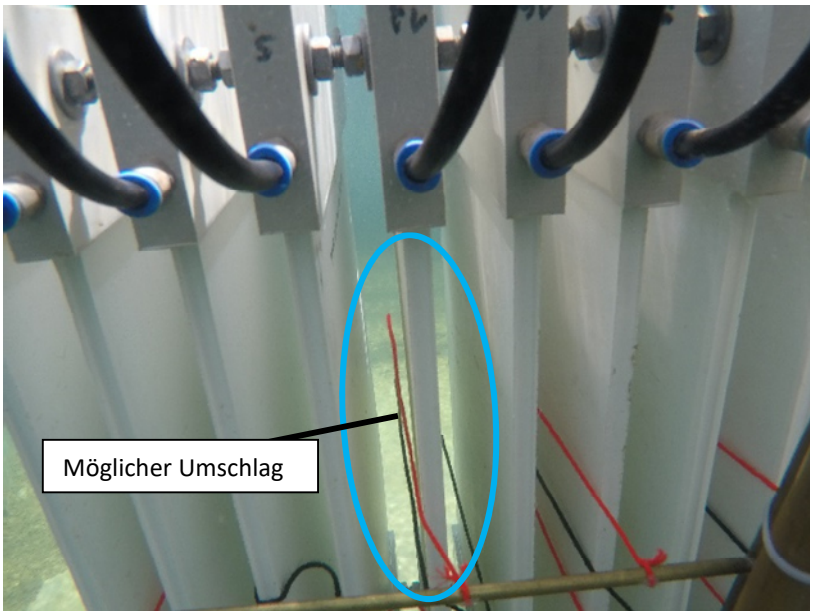
Anlage 40: Theoretisch berechneter Verlauf der Grenzschichten pro Durchfluss



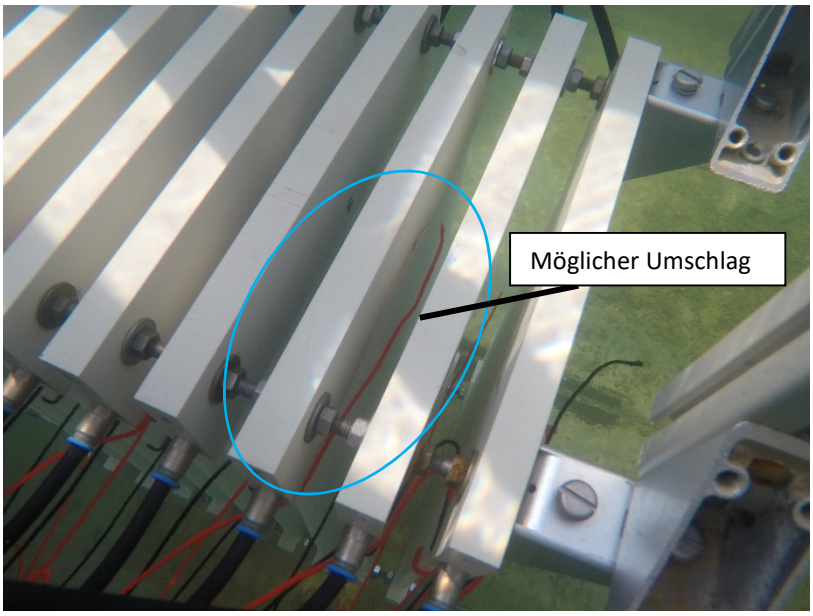


Anlage 41: Fotoaufnahmen zum Fadenverhalten in den Wärmeübertrager-Spalten

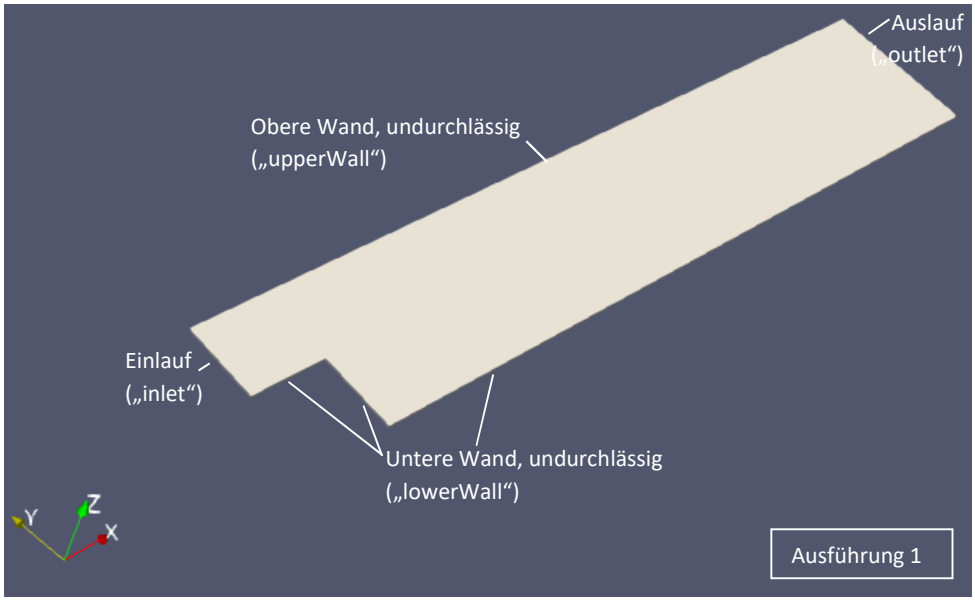
S5, Q_{VB}=222 l/s

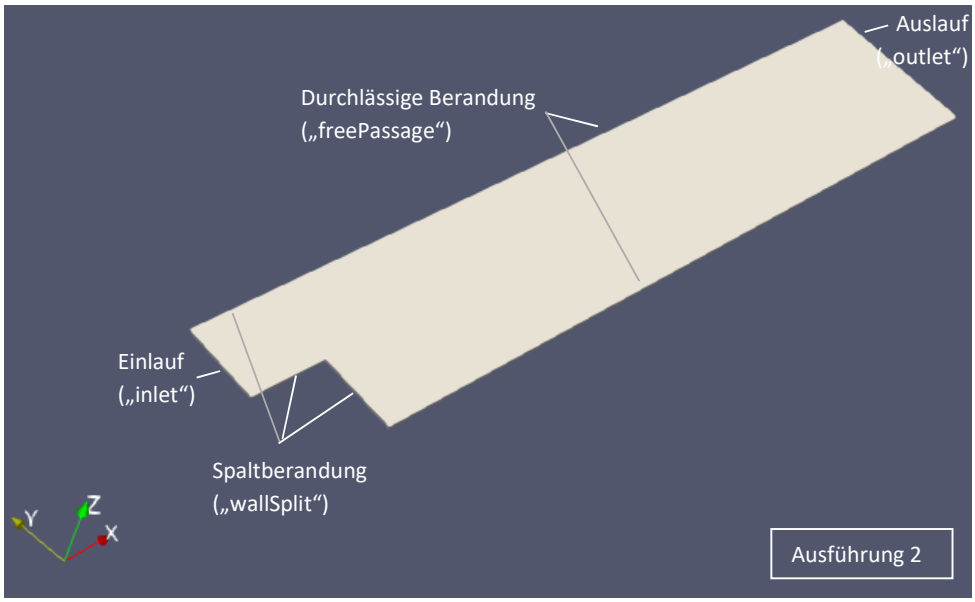


S6, Q_{VB}=222 l/s



Anlage 42: Geometrie für die Simulation mittels „scalarTransportFoam“





Anlage 43: Anfangs- und Randbedingungen der Temperatur für die Simulation mittels „scalarTransport-Foam“

```
/*--------------------------------*- C++ -*----------------------------
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    object      T;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 0 0 1 0 0 0];

internalField   uniform 0;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 1;
    }

    outlet
    {
        type            inletOutlet;
        inletValue      0;
        value           0;
    }

    wallSplit
    {
        type            inletOutlet;
        inletValue      0;
        value           0;
    }

    freePassage
    {
        type            zeroGradient;
    }

    frontAndBack
    {
        type            empty;
    }
}
```

Anlage 44: Anfangs- und Randbedingungen der Geschwindigkeit für den Fall undurchlässiger (links) und undurchlässiger (rechts) Berandung für die Simulation mittels „scalarTransportFoam“

```
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volVectorField;
    location    "288";
    object      U;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 1 -1 0 0 0 0];

internalField   uniform (0.7 -0.1 0);

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform (0.7 -0.1 0);
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }
    upperWall
    {
        type            noSlip;
    }
    lowerWall
    {
        type            noSlip;
    }
    frontAndBack
    {
        type            empty;
    }
}
```

```
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volVectorField;
    location    "288";
    object      U;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 1 -1 0 0 0 0];

internalField   uniform (0.7 -0.1 0);

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform (0 0 0);
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }
    wallSplit
    {
        type            noSlip;
    }
    freePassage
    {
        type            zeroGradient;
    }
    frontAndBack
    {
        type            empty;
    }
}
```

Anlage 45: „setFieldsDict"-Datei zum Erzeugen des Bereichs unterschiedlicher Temperatur für die Simulation mittels „scalarTransportFoam“

```
/*--------------------------------*- C++ -*----------------------------------*\
| =========                 |                                                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox           |
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912                                 |
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com                      |
|    \\/     M anipulation  |                                                 |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    location    "system";
    object      setFieldsDict;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * //

//defaultFieldValues ( volScalarFieldValue T 0);

regions
(
    boxToCell { box (-15 0 -0.5) (-5 25.4 0.5) ; fieldValues ( volScalarFieldValue T 1) ; }
);
```

Anlage 46: Bedingungen für den thermischen Diffusionskoeffizienten für Simulation mittels „scalarTransportFoam“

```
/*---------------------------------*- C++ -*----------------------------
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    location    "constant";
    object      transportProperties;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

DT              0.0; // DT_null
```

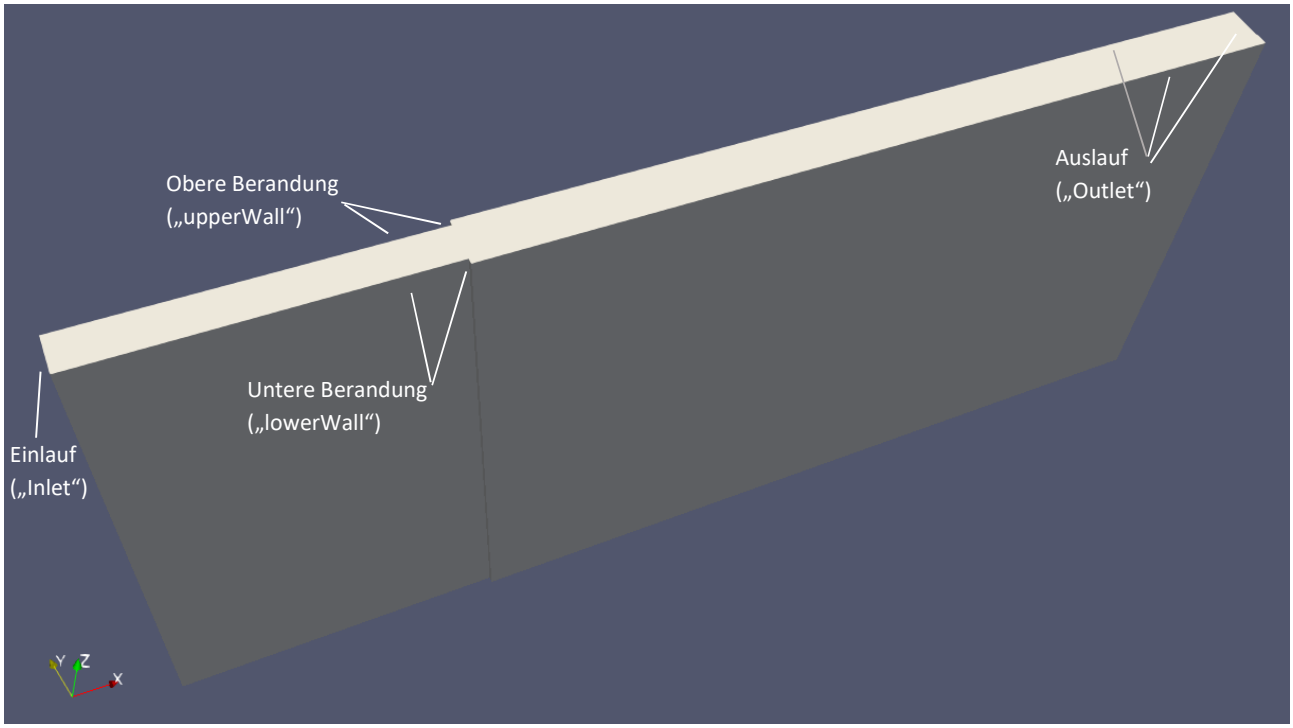
```
/*---------------------------------*- C++ -*----------------------------
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    location    "constant";
    object      transportProperties;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

DT              1.4e-07; // DT_lam
```

```
/*---------------------------------*- C++ -*----------------------------
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    location    "constant";
    object      transportProperties;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

DT              0.01; // DT_turb1
```

```
/*---------------------------------*- C++ -*----------------------------
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    location    "constant";
    object      transportProperties;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

DT              0.1; // DT_turb2
```

```
/*---------------------------------*- C++ -*----------------------------
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    location    "constant";
    object      transportProperties;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

DT              1; // DT_turb3
```

Anlage 47: Geometrie für die Simulation mittels „simpleFoam“



Anlage 48: Anfangs- und Randbedingungen sowie Turbulenz- und Transporteigenschaften der Simulation mittels „simpleFoam“

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volVectorField;
    object      U;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 1 -1 0 0 0 0];

internalField   uniform (0 0 0);

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform (0.72 -0.1 0);
    }

    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    upperWall
    {
        type            fixedValue;
    value       uniform (0 0 0);
    }

    lowerWall
    {
        type            fixedValue;
    value       uniform (0 0 0);
    }

    frontAndBack
    {
        type            empty;
    }
}
```

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    object      p;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 2 -2 0 0 0 0];

internalField   uniform 0;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    outlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 0;
    }

    upperWall
    {
        type            zeroGradient;
    }

    lowerWall
    {
        type            zeroGradient;
    }

    frontAndBack
    {
        type            empty;
    }
}
```

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      k;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 2 -2 0 0 0 0];

internalField   uniform 0.022;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 0.022;
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }
    upperWall
    {
        type            kqRWallFunction;
        value           uniform 0.022;
    }
    lowerWall
    {
        type            kqRWallFunction;
        value           uniform 0.022;
    }
    frontAndBack
    {
        type            empty;
    }
}
```

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      epsilon;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 2 -3 0 0 0 0];

internalField   uniform 0.22;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 0.22;
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }
    upperWall
    {
        type            epsilonWallFunction;
        value           uniform 0.22;
    }
    lowerWall
    {
        type            epsilonWallFunction;
        value           uniform 0.22;
    }
    frontAndBack
    {
        type            empty;
    }
}
```

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      nut;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 2 -1 0 0 0 0];

internalField   uniform 0;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            calculated;
        value           uniform 0;
    }
    outlet
    {
        type            calculated;
        value           uniform 0;
    }
    upperWall
    {
        type            nutkWallFunction;
        value           uniform 0;
    }
    lowerWall
    {
        type            nutkWallFunction;
        value           uniform 0;
    }
    frontAndBack
    {
        type            empty;
    }
}
```

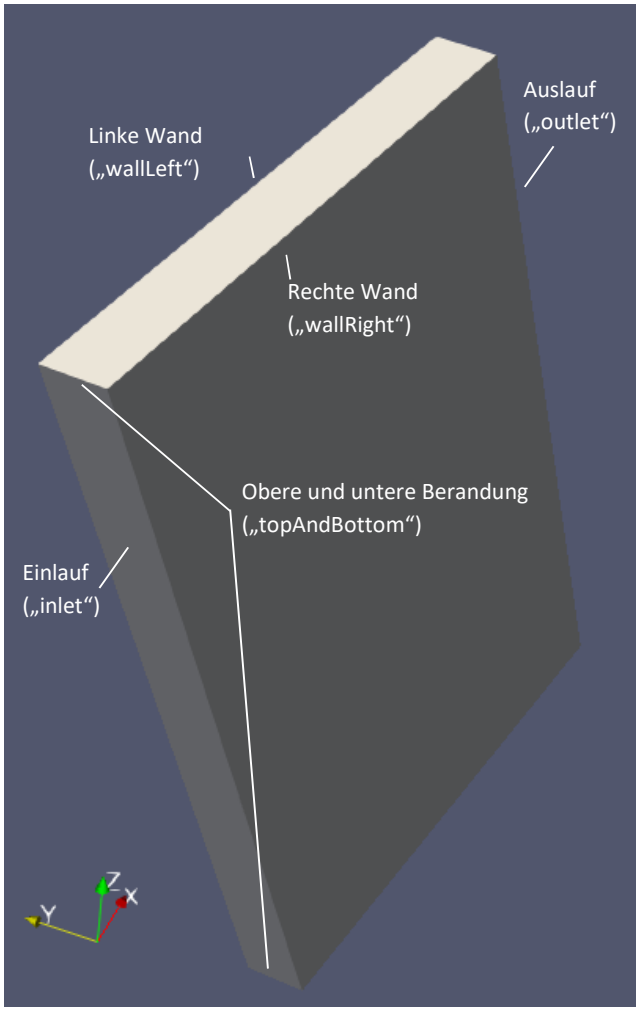
```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    location    "constant";
    object      turbulenceProperties;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

simulationType RAS;

RAS
{
    // Tested with kEpsilon, realizableKE, kOmega, kOmegaSST, v2f,
    // ShihQuadraticKE, LienCubicKE.
    RASModel        kEpsilon;

    turbulence      on;

    printCoeffs     on;
}
```

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    location    "constant";
    object      transportProperties;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

transportModel  Newtonian;

nu              1e-06;
```

Anlage 49: y^+-Werte für die Simulation mittels simpleFoam

```
yPlus yPlus write:
    writing field yPlus
    patch lowerWall y+ : min = 4.71672, max = 24.2301, average = 8.71344
    patch upperWall y+ : min = 3.43221, max = 23.3064, average = 7.3146

End
```

Anlage 50: Geometrie für die Simulation mittels „buoyantSimpleFoam“



Anlage 51: Anfangs- und Randbedingungen für die Simulation mittels „buoyantSimpleFoam“

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      T;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 0 0 1 0 0 0];

internalField   uniform 293.15; // 20 degC

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 293.15; // 20 degC
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    topAndBottom
    {
        type            zeroGradient;
    }

    wallLeft
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 288.15; // 15 degC
    }

    wallRight
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 288.15; // 15 degC
    }
}
```

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volVectorField;
    location    "0";
    object      U;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 1 -1 0 0 0 0];

internalField   uniform (0.7 0 0);

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform (0.7 0 0);
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    topAndBottom
    {
        type            zeroGradient;
    }

    wallLeft
    {
        type            noSlip;
    }

    walRight
    {
        type            noSlip;
    }
}
```

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      p;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [1 -1 -2 0 0 0 0];

internalField   uniform 1e5;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            zeroGradient;
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    topAndBottom
    {
        type            zeroGradient;
    }

    wallLeft
    {
        type            calculated;
        value           $internalField;
    }

    wallRight
    {
        type            calculated;
        value           $internalField;
    }
}
```

```
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      p_rgh;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [1 -1 -2 0 0 0 0];

internalField   uniform 1e5;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedFluxPressure;
        value           uniform 1e5;
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    topAndBottom
    {
        type            zeroGradient;
    }

    wallLeft
    {
        type            fixedFluxPressure;
        value           uniform 1e5;
    }

    wallRight
    {
        type            fixedFluxPressure;
        value           uniform 1e5;
    }
}
```

```
| \\    /   O peration     | Version:  v1912
|  \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|   \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      k;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 2 -2 0 0 0 0];

internalField   uniform 0.022;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 0.022;
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    topAndBottom
    {
        type            zeroGradient;
    }
    wallLeft
    {
        type            kqRWallFunction;
        value           uniform 0.022;
    }
    wallRight
    {
        type            kqRWallFunction;
        value           uniform 0.022;
    }
}
```

```
| \\    /   O peration     | Version:  v1912
|  \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|   \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      omega;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 0 -1 0 0 0 0];

internalField   uniform 10;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 10;
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    topAndBottom
    {
        type            zeroGradient;
    }
    wallLeft
    {
        type            omegaWallFunction;
        value           uniform 10;
    }
    wallRight
    {
        type            omegaWallFunction;
        value           uniform 10;
    }
}
```

```
| \\    /   O peration     | Version:  v1912
|  \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|   \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      nut;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 2 -1 0 0 0 0];

internalField   uniform 0;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 0;
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    frontAndBack
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 0;
    }
    topAndBottom
    {
        type            zeroGradient;
    }
    wallLeft
    {
        type            nutUWallFunction;
        value           uniform 0;
    }
    wallRight
    {
        type            nutUWallFunction;
        value           uniform 0;
    }
}
```

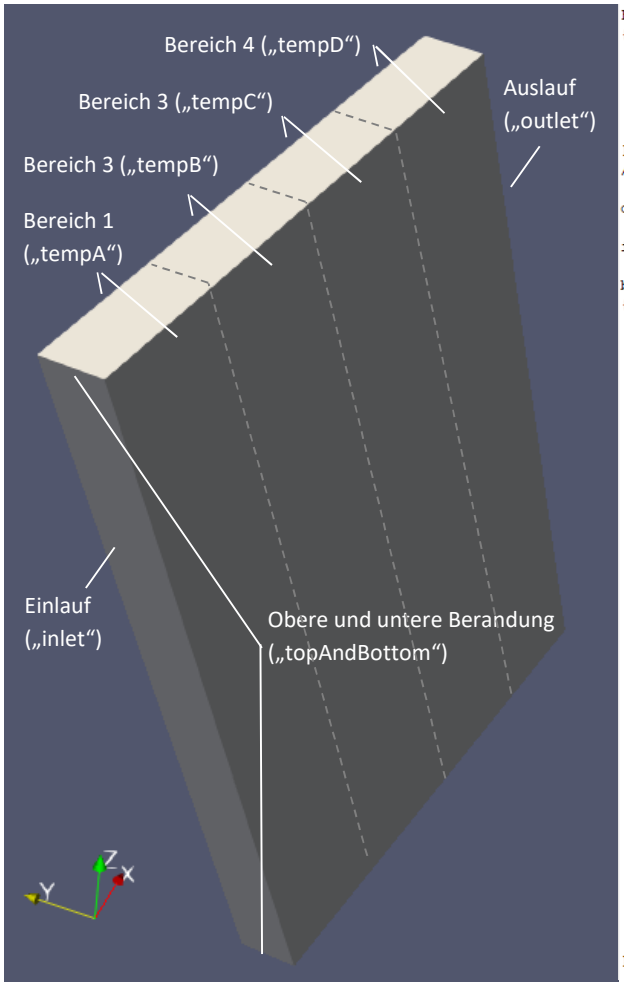
```
| \\    /   O peration     | Version:  v1912
|  \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|   \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      alphat;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [1 -1 -1 0 0 0 0];

internalField   uniform 0;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        Prt             1;
        value           uniform 0;
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }

    topAndBottom
    {
        type            zeroGradient;
    }
    wallLeft
    {
        type            compressible::alphatWallFunction;
        Prt             1;
        value           uniform 0;
    }
    wallRight
    {
        type            compressible::alphatWallFunction;
        Prt             1;
        value           uniform 0;
    }
}
```

Anlage 52: Thermophysikalische und Tubulenzeigenschaften für die Strömung mittels „buoyantSimpleFoam“

```
/*--------------------------------*- C++ -*----------------------------------*\
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    object      turbulenceProperties;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

simulationType RAS;

RAS
{
    RASModel            kOmegaSST;

    turbulence          on;

    printCoeffs         on;
}
```

```
/*--------------------------------*- C++ -*----------------------------------*\
| =========                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\    /   O peration     | Version:  v1912
|   \\  /    A nd           | Website:  www.openfoam.com
|    \\/     M anipulation  |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       dictionary;
    location    "constant";
    object      thermophysicalProperties;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

thermoType
{
    type            heRhoThermo;
    mixture         pureMixture;
    transport       const;
    thermo          hConst;
    equationOfState perfectGas;
    specie          specie;
    energy          sensibleEnthalpy;
}

mixture
{
    specie
    {
        molWeight       18;
    }
    thermodynamics
    {
        Cp              4200;
        Hf              3.33e5;
    }
    transport
    {
        mu              1e-03;
        Pr              7;
    }
}
```

Anlage 53: Geometrie und „T“-Randbedingungen für die Simulation mittels „buoyantSimpleFoam“




```
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      T;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *

dimensions      [0 0 0 1 0 0 0];

internalField   uniform 293.15; // 20 degC

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 293.15; // 20 degC
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }
    topAndBottom
    {
        type            zeroGradient;
    }
    tempA
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 287.15; // 14 degC
    }
    tempB
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 288.15; // 15 degC
    }
    tempC
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 289.15; // 16 degC
    }
    tempD
    {
        type            fixedValue;
        value           uniform 290.15; // 17 degC
    }
}
```

Erklärung zur Abschlussarbeit gemäß § 22 Abs. 7 APB TU Darmstadt

Hiermit versichere ich, Jessika Gappisch, die vorliegende Master-Thesis / Bachelor-Thesis gemäß § 22 Abs. 7 APB der TU Darmstadt ohne Hilfe Dritter und nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht worden. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Mir ist bekannt, dass im Falle eines Plagiats (§38 Abs.2 APB) ein Täuschungsversuch vorliegt, der dazu führt, dass die Arbeit mit 5,0 bewertet und damit ein Prüfungsversuch verbraucht wird. Abschlussarbeiten dürfen nur einmal wiederholt werden.

Bei einer Thesis des Fachbereichs Architektur entspricht die eingereichte elektronische Fassung dem vorgestellten Modell und den vorgelegten Plänen.

English translation for information purposes only:

Thesis Statement pursuant to § 22 paragraph 7 of APB TU Darmstadt

I herewith formally declare that I, Jessika Gappisch, have written the submitted thesis independently pursuant to § 22 paragraph 7 of APB TU Darmstadt. I did not use any outside support except for the quoted literature and other sources mentioned in the paper. I clearly marked and separately listed all of the literature and all of the other sources which I employed when producing this academic work, either literally or in content. This thesis has not been handed in or published before in the same or similar form.

I am aware, that in case of an attempt at deception based on plagiarism (§38 Abs. 2 APB), the thesis would be graded with 5,0 and counted as one failed examination attempt. The thesis may only be repeated once.

For a thesis of the Department of Architecture, the submitted electronic version corresponds to the presented model and the submitted architectural plans.

Datum / Date: Unterschrift/Signature:

_____ _____